



Bruno Alexandre Caldeira Costa

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

**Conceção e dimensionamento do chassis e
sistema de travagem de um veículo de
competição do tipo *Formula SAE***

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Doutor Rui Fernando Martins, Professor
Auxiliar, FCT-UNL/DEMI

Juri:

Presidente: Prof. Doutor António Gonçalves Coelho

Arguente: Prof. Doutora Helena Navas

Vogal: Prof. Doutor Rui Fernando Martins



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Maio 2014

Bruno Alexandre Caldeira Costa

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

**Conceção e dimensionamento do chassis e sistema de
travagem de um veículo de competição do tipo *Formula*
*SAE***

Dissertação apresentada na Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova
de Lisboa para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Maio 2014

Conceção e dimensionamento do chassis e sistema de travagem de um veículo de competição do tipo *Formula SAE*

Copyright © 2013 de Bruno Alexandre Caldeira Costa, FCT/UNL

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Ao Professor Doutor Rui Fernando Martins, por toda a sua disponibilidade e empenho na orientação e coordenação que ajudaram a enriquecer este trabalho ao longo destes meses.

A todos os meus colegas que me acompanharam ao longo do curso, e com os quais passei bons momentos, em especial ao André Rodrigues, Nuno Tomás e ao Rui Martins, aos quais não podia deixar de manifestar a minha amizade e consideração.

À minha família, particularmente aos meus pais, pela educação, carinho, afeto e por todos os sacrifícios que fizeram por mim e me proporcionarem todas as condições para a realização deste meu sonho.

À Ana pela dedicação, carinho, compreensão e pelo apoio em todos os momentos.

Resumo

A presente tese pretende contribuir para o desenvolvimento do projeto *FCT Formula Student*, realizado no DEMI-FCT/UNL, e tem como objetivo principal conceber dois novos chassis utilizando as regras gerais definidas pela organização *Society of Automotive Engineers* (SAE) e um segundo chassis, concebido de acordo com as regras alternativas da competição *Formula SAE*. Para a conceção dos chassis teve-se em conta estudos efetuados anteriormente, nomeadamente estudos sobre o sistema de suspensão e de transmissão. Fez-se a escolha do material a utilizar na fabricação do chassis e os processos de fabrico.

Aborda-se ainda ao longo desta dissertação a conceção do sistema de travagem. Dimensionaram-se e escolheram-se os componentes do sistema, tendo sido avaliadas as temperaturas de funcionamento dos mesmos, de modo a garantir a capacidade de travagem nas condições normais de funcionamento.

Utilizou-se o programa de modelação tridimensional *SolidWorks* para modelar e agrupar num conjunto de peças todos os componentes modelados. Para dimensionar e fazer a análise estrutural dos componentes, utilizou-se o Método dos Elementos Finitos (MEF), através do programa de simulação *SolidWorks Simulation*. Esta metodologia permitiu obter uma solução para o chassis, construído pelas regras gerais, com uma massa e uma rigidez torsional de 29 kg e 1126 N.m⁰, respetivamente. Para o chassis, concebido de acordo com as regras alternativas da competição, obteve-se um veículo com uma massa de 38 Kg e uma rigidez torsional de 4167 N.m⁰.

Palavras-chave: Chassis, Sistema de travagem, FSAE, Método dos Elementos Finitos

Abstract

This thesis aims to contribute to the development of the FCT Formula Student project, conducted by DEMI-FCT/UNL, and has two main objectives, namely: the design of two new chassis and the design of the braking system.

A first design for the chassis was obtained using the general rules defined by the Society of Automotive Engineers (SAE); a second chassis was proposed in this thesis and it was designed in accordance with the alternative rules of Formula SAE competition. For the conception of the two chassis, studies performed earlier on the suspension and transmission systems were taken into account. The choices of the material and of the manufacturing processes to be used in the chassis fabrication are also described in the thesis.

The second objective covered up throughout this thesis was the conception of the braking system. The components of this system were carefully designed in order to be possible the production of the vehicle.

A three-dimensional modeling program, *SolidWorks*, was used for modeling and assemblies together all the components. The structural analysis of the components was carried out using the Finite Element Method (FEM), more precisely, using the CAD program *SolidWorks Simulation*. This methodology allowed the determination of the mass and torsional rigidity of the vehicle, characteristics that influence its dynamic performance. The first space frame was design to have 29 Kg of mass and a torsional rigidity of 1126 N.m⁰, while the second a mass of 38 Kg and 4167 N.m⁰ of mass and torsional rigidity.

Keywords: Chassis, braking system, *FSAE*, finite element method.

Índice

1.	Motivação para a escolha do tema.....	1
2.	Projeto de Chassis	3
2.1	Introdução	3
2.2	Tipos de chassis	4
2.3	Dimensionamento do chassis.....	8
2.4	Soluções apresentadas.....	8
2.5	Análise estrutural do chassis pelo MEF	11
2.6	Validação da solução de chassis alternativo	15
2.7	Dimensionamento dos apoios do motor	23
2.8	Análise de resultados	27
2.9	Conclusões do projeto de chassis.....	31
3.	Projeto do sistema de travagem	33
3.1	Introdução.....	33
3.2	Constituintes do sistema de travagem.....	35
3.3	Processo de dimensionamento	39
3.4	Análise do comportamento dinâmico.....	45
3.5	Análise térmica	52
3.6	Solução proposta.....	57
3.7	Discussão de resultados	74
3.8	Conclusões do projeto do sistema de travagem	83
4.	Conclusões	85
4.1	Conclusões gerais.....	85
4.2	Desenvolvimentos futuros	86
	Bibliografia	87
	ANEXO I	91
AI.1	Regras gerais da competição <i>FORMULA SAE</i>	91
C4	Requisitos estruturais.....	109
AI.2	Materiais.....	113
AI.3	Construção do chassis	114
A.I.4	Cálculos associados ao dimensionamento do chassis.....	123
A.I.5	Cálculos associados ao sistema de travagem.....	123
	ANEXO II Desenhos técnicos.....	131

Índice de figuras

Figura 2.1 – Chassi de carros desportivo (Lotus Elise).....	5
Figura 2.2- Exemplo de variedade de características do material	5
Figura 2.3 - Constituintes do material.....	5
Figura 2.3 - Exemplos de chassis em fibra de carbono e liga de alumínio.....	6
Figura 2.4 - Exemplo de chassis de carro de competição <i>Chevy Corvette</i>	7
Figura 2.5 - Exemplo de fuselagem de uma pequena aeronave	7
Figura 2.6 - Chassi pelas regras gerais.....	9
Figura 2.7 - Chassis - vista lateral.....	9
Figura 2.8 – Vista em perspetiva do chassis regras alternativas da competição.	10
Figura 2.9 - Chassis alternativo - vista lateral.....	11
Figura 2.10 - Exemplo de malha de elementos para perfil em I e perfil tubular.	12
Figura 2.11 – Esquema de carregamento de flexão adaptado de	12
Figura 2.12 – Esquema de carregamento de torção adaptado de.....	12
Figura 2.13 – Simulação numérica de caso de validação de comportamento à flexão.....	14
Figura 2.14 - Simulação numérica de caso de validação de comportamento à torção.	14
Figura 2.15- Resultado da tensão induzida indicado na Secção 1.2-C4.1.....	16
Figura 2.16 - Resultado do deslocamento indicado na Secção 1.2 - C4.1.....	16
Figura 2.17 - Resultado da tensão indicado na Secção 1.2 - C4.2.....	17
Figura 2.18 - Resultado do deslocamento indicado na Secção 1.2 - C4.2.....	17
Figura 2.19 - Resultado da tensão indicado na Secção 1.2 - C4.3.....	18
Figura 2.20 - Resultado do deslocamento indicado na Secção 1.2 - C4.3.....	18
Figura 2.21 - Resultado da tensão indicado na Secção 1.2 - C4.4.....	19
Figura 2.22 - Resultado do deslocamento indicado na Secção 1.2 - C4.4.....	19
Figura 2.23 - Resultado da tensão indicado na Secção 1.2-C4.5.....	20
Figura 2.24 - Resultado do deslocamento indicado na Secção 1.2-C4.5.....	20
Figura 2.26 - Resultado do deslocamento indicado na Secção C4.6.....	21
Figura 2.27 - Resultado da tensão indicado na Secção 1.2 - C4.7.....	22
Figura 2.28 - Resultado do deslocamento indicado na Secção 1.2 - C4.7.....	22
Figura 2.31 – Estrutura de apoio do motor.....	24
Figura 2.30 – Estrutura de apoio do motor.....	24
Figura 2.32 – Estrutura equivalente ao motor.....	25
Figura 2.33 – Estudo estático dos apoios do motor.....	25
Figura 2.35 – Modo de vibração a 152 Hz 20% do tempo de análise.....	26
Figura 2.34 - Modo de vibração a 152 Hz 80% do tempo de análise.....	26
Figura 2.36 - Modo de vibração a 223 Hz 10% do tempo de análise.....	26
Figura 2.37 - Modo de vibração a 223 Hz 60% do tempo de análise.....	26
Figura 2.38 - Exemplo de apoio antivibrático	27
Figura 2.39 - Ângulo torsional com fator de ampliação de 31.....	28

Figura 2.40 - Deformação torsional do chassis regras alternativa.	30
Figura 3.1 – Capacidade do pneu em suportar forças de tração	33
Figura 3.2 – Valores de coeficiente de atrito em função do ângulo	34
Figura 3.3 – Exemplo de pedal de travão e barra de balanço.....	35
Figura 3.4 – Exemplo de barra de balanço.....	36
Figura 3.5 – Exemplo de cilindro-mestre com atuação <i>push</i>	36
Tabela 3.1 - Características do fluido hidráulico.....	37
Figura 3.7 – Exemplo de maxila de travão	37
Figura 3.6 – Exemplo de disco de travão sólido e perfurado.	37
Figura 3.9 - Exemplo de disco ventilado.....	38
Figura 3.8 – Exemplo de disco sólido	38
Figura 3.10 – Exemplo de disco ventilado perfurado, ventilado, ranhurado	38
Figura 3.11 – Exemplo de conjunto pedal de travão e barra de balanço	40
Figura 3.12 – Representação de um cilindro mestre.....	41
Figura 3.13 – Representação da maxila de travão.....	41
Figura 3.14 – Exemplo de barra de balanço.....	42
Figura 3.15 – Definições de medidas para a barra de balanço	43
Figura 3.16 – Representação do fator de travagem.	44
Figura 3.17 – Dados geométricos do veículo	46
Gráfico 3.1 – Distribuição de forças dinâmicas pelos eixos do veículo.....	47
Gráfico 3.2 – Parábola de distribuição de força de travagem máxima do veículo.	49
Gráfico 3.3 – Parábola de distribuição de força de travagem ótima para o veículo.....	50
Tabela 3.2 – Força de travagem limite, F_{tlim} ,	51
Gráfico 3.4 – Evolução da potência de travagem em função do tempo	53
Figura 3.18 – Distribuição da temperatura do disco	55
Figura 3.19 – Fluxograma de dimensionamento do sistema de travagem.....	58
Figura 3.20 – Desenho 3D disco frontal.	59
Figura 3.21 – Desenho 3D disco traseiro.	59
Figura 3.22 – Maxilas de travão Dynaprosingle aplicadas ao circuito traseiro.....	60
Gráfico 3.5 - Evolução do coeficiente de atrito em função da temperatura.....	61
Figura 3.23 – Representação do conjunto do pedal	61
Figura 3.24 – Dimensões características do pedal do travão.....	62
Figura 3.25 – Dimensões básicas da barra de balanço	63
Figura 3.27 – Análise estática do pedal do travão.....	64
Figura 3.28 – Análise estática do pedal do travão.....	65
Figura 3.29 - Desenho tridimensional do corpo do cavilhão dianteiro.....	66
Figura 3.30 – Dimensões no cavilhão da roda	67
Figura 3.31 – Análise estática do cavilhão da roda do eixo dianteiro.	68
Figura 3.32 – Desenho tridimensional do conjunto do diferencial.	69
Figura 3.33 – Diagrama de corpo livre da roda movida.....	70

Figura 3.34 - Análise estática do apoio do diferencial direito	71
Figura 3.35 – Análise estática do apoio do diferencial esquerdo	72
Figura 3.36 – Kit de reservatórios de fluido hidráulico.	73
Figura 3.37 – Tubos hidráulicos linha <i>Flexline</i> da <i>Wilwood</i>	74
Gráfico 3.6 – Evolução da temperatura para travagens múltiplas no disco dianteiro.	78
Gráfico 3.7 – Evolução da temperatura para travagens múltiplas do eixo traseiro.	79
Tabela 3.3 – Dimensões características da superfície de atrito dos discos	80
Tabela 3.4 – Força atuante no cilindro mestre para a gama de atrito considerada.....	80
Figura 3.38 – Representação do corte do conjunto do pedal.	81
Figura 3.39 – Exemplo de ajuste máximo da barra de balanço.	81
Tabela 3.5 – Força mínima induzida pelo piloto.....	82
Tabela A.I.1 – Dimensões dos elementos.....	95
Figura A.I.1 – Distância de segurança do piloto.....	96
Figura A.I.3 – Dimensões gerais do arco frontal	99
Figura A.I.5 – Esquema de placa de abertura vertical para piloto.	103
Figura A.I.6 – Esquema de placa de abertura horizontal do piloto.	104
Figura A.I.8 – Esquema de montagem de cintos – parte II	105
Figura A.I.9- Definição do referencial e da orientação dos eixos.....	109
Figura A.I.10 – Ilustração do processo de soldadura por eléctrodo revestido	116
Figura A.I.11 – Esquema de máquina de soldar com processo TIG	117
Figura A.I.13 - Esquema de máquina de soldar GMAW	118
Figura A.I.14 – Processo de soldadura GMAW (MIG/MAG)	119
Figura A.I.16 - Exemplo de um bom ajustamento	120
Figura A.I.15 - Preparação de tubos de 7/8X0.032-inch.....	120
Figura A.I.17 - Torno CNC com corte por plasma	120
Figura A.I.18 - Exemplo de ajuste manual através de lima redonda	121
Figura A.I.19- Corte de tubos através de serra copo	121
Figura A.I.20 - Gabarito para construção de chassis de fórmula 1000	121
Tabela A.I.1 – Ângulo de rotação para o chassis segundo as regras gerais.....	123
Tabela A.I.2 – Ângulo de rotação para o chassis segundo as regras alternativas.	123
Tabela A.I.3 – Força dinâmica atuante nos eixos do veículo.....	124
Tabela A.I.4 – Força de travagem ótima.	125
Tabela A.I.5 – Temperatura média dos discos de travão.....	127
Tabela A.I.6 – Processo iterativo do sistema de travem, 1ª e 2ª iteração.	128
Tabela A.I.7 – Processo iterativo do sistema de travem, 3ª e 4ª iteração.	129
Tabela A.I.8 – Processo iterativo do sistema de travem, 5ª iteração e solução final.	130

Lista de símbolos

a	Distância do centro de massa ao eixo traseiro [m].
$A_{bb.eixo}$	Assuste da barra de banco para o eixo.
$A_{cilind.maxila}$	Área do cilindro da maxila [m ²].
$A_{pistão.mestre}$	Área do pistão mestre [m ²].
a_t	Desaceleração do veículo [m/s ²].
A_r	Área de superfície do disco de travão em contacto com o ambiente [m ²].
b	Distância do centro de massa ao eixo dianteiro [m].
C_d	Calor específico do material do disco de travão [J/kg. °K].
C_{dp}	Coeficiente de distribuição de peso.
C_p	Calor específico do material da pastilha de travão [J/kg. °K].
C_{seg}	Coeficiente de segurança.
D	Dimensão característica [m].
D_a	Desaceleração adimensional [G's].
D_{apoios}	Distância entre o eixo de rotação da roda e os apoios das maxilas [m].
E_c	Energia cinética que o veículo possui [J].
F_{bb}	Força actuante na barra de balanço [N].
$F_{cil.maxila.eixo}$	Força de travagem atuante nos cilindros das maxilas de travão [N].
$F_{d_t.eixo}$	Força dinâmica atuante no eixo [N].
F_{in}	Força atuada pelo piloto no pedal de travão [N].
F_p	Força produzida pelo motor [N].
$F_{pistão.mestre}$	Força atuante no cilindro do circuito hidráulico do eixo [N].
$F_{t.eixo}$	Força de travagem no eixo [N].
FT	Fator de travagem.
FT_f	Força de travagem no eixo dianteiro [N].
FT_t	Força de travagem no eixo traseiro [N].
$F_{t_{eixo}}$	Força de travagem no eixo [N].
$FT_{f_{opt}}$	Força de travagem ótima no eixo dianteiro [N].
$FT_{t_{opt}}$	Força de travagem ótima no eixo traseiro [N].
$G_{global.eixo}$	Ganho global do sistema de travagem para cada eixo.
g	Aceleração da gravidade [m/s ²].
G_h	Ganho hidráulico do sistema de travagem para cada eixo.
G_m	Ganho mecânico do dimencionado do pedal de travão.
h	Distância entre o centro de massa e o asfalto [m].

H_d	Altura dinâmica.
h_d	Coeficiente de transmissão de calor por convecção [W/m ² .°K].
I	Inércia de secção [m ⁴].
J	Momento polar de inércia da secção transversal [kg.m ²].
k_a	Condutividade térmica do ar a 40 °C [W/m.K].
k_d	Condutividade térmica do material do disco de travão [W/m.°K].
k_p	Condutividade térmica do material da pastilha de travão [W/m.°K].
L	Distância entre eixos [m].
M	Massa do veículo [kg].
$M_{tração}$	Momento máximo de tração [N.m].
$n_{cilindros}$	Numero de cilindro das maxilas para cada eixo.
n	Numero de travagem multiplas.
$N_{disco/eixo}$	Número de discos atuando no eixo.
$P_{A.média.disco}$	Potência média absorvida pelo disco [W].
P_T	Potência de travagem [W].
\dot{q}_d	Fluxo de calor que atravessa o disco de travão [W/m ²].
\dot{q}_p	Fluxo de calor que atravessa a pastilha de travão [W/m ²].
q_0	Calor transferido para o disco de travão na travagem [J].
R	Raio da roda [m].
r_{eixo}	Raio efetivo da pastilha de travão [m].
r_e	Raio exterior da superficie de atrico [m].
Re	Numero de <i>Reynolds</i> .
r_p	Raio da polia movida [m].
R_d	Resistência térmica do material do disco de travão [K/w].
r_i	Raio interior da superficie de atrico [m].
R_p	Resistência térmica do material que compõe a pastilha de travão [K/w].
R_T	Reação nos apoios da maxila [N].
R_x	Reação no apoio da polia movida [N].
t	Variável de tempo [s].
T	Temperatura no instante de tempo [°K].
t_a	Tempo entre travagem [s].
t_t	Tempo em que ocorre a travagem [s].
T_{∞}	Temperatura ambiente [°K].
V_a	Velocidade do veículo antes da travagem [m/s].
V_d	Velocidade do veículo depois da travagem [m/s].
v_d	Volume do disco de travão [m ³].

V_{Max}	Velocidade máxima do veículo [m/s].
V_{med}	Velocidade média do escoamento [m/s].
w	Velocidade angular da polia movida [rad/s].
y	Dimensão característica [m].
z	Dimensão característica [m].
ρ_p	Massa volúmica do material da pastilha de travão de travão [kg/m ³].
ρ_d	Massa volúmica do material do disco de travão [kg/m ³].
ρ_a	Massa volúmica do fluido [kg/m ³]
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar a 40 °C [kg/m ³].
μ	Coeficiente de atrito mínimo entre o pneu e o asfalto.
μ_{ar}	Viscosidade do fluido [N.s/m ²].
$\mu_{pastilha}$	Coeficiente de atrito mínimo entre pastilha de travão.
γ	Razão entre o fluxo de calor que atravessa o disco e o fluxo total gerado por atrito.
\emptyset	Ângulo de torção [°]

Abreviaturas

ABS	<i>Anti-lock Braking System</i>
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
ATA	<i>Associazione Tecnica Dell'Automobile</i>
CAD	<i>Computer-aided design</i>
CNC	<i>Computer numerical control</i>
DOT	<i>United States Department of Transportation</i>
DTM	<i>Deutsche Tourenwagen Masters</i>
FSAE	Formula SAE
GDL	Graus de liberdade
GMAW	<i>Gas metal arc welding</i>
IMechE	<i>Institution of Mechanical Engineers</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
rpm	Rotações por minuto
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SER	Soldadura por eléctrodo revestido
SES	<i>Structural Equivalency Spreadsheet</i>
SRCF	<i>Structural Requirements Certification Form</i>
TIG	<i>Tungsten inert gas welding</i>
VDI	<i>Verein Deutscher Ingenieure</i>
ZTA	Zona termicamente afetada

1. Motivação para a escolha do tema.

Esta dissertação tem como finalidade o dimensionamento de um chassis e de um sistema de travagem para um veículo de competição de tipo Formula SAE. A competição é organizada pela SAE *International (Society of Automotive Engineers)* e é preferencialmente dirigida a alunos universitários de Engenharia Mecânica, aos quais é proposto que, em equipa, concebam, projetem e fabriquem um protótipo de um veículo de competição destinado ao mercado não profissional de fim de semana. Esse protótipo será avaliado quanto ao seu desempenho em termos de aceleração, travagem, manobrabilidade, fiabilidade e quanto ao custo de fabrico.

Desde há alguns anos, uma equipa de alunos da FCT/UNL, do Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial (DEMI), mostrou-se muito interessada em participar na competição e tem desenvolvido trabalho no sentido de conceber, projetar e fabricar um veículo de competição. Como membro integrante dessa equipa pude experienciar todas as dificuldades adjacentes à realização de um projeto desta envergadura. De facto, dimensionar um veículo de competição é um exercício muito difícil, embora desafiante para toda a pessoa entusiasta da competição automóvel. A ideia desta dissertação surge nesse contexto e com a perspetiva de servir de auxílio e inspiração a futuros membros que venham a integrar a equipa.

A competição *Formula Stent* é realizada entre universidades de todo o mundo, tendo tido início em 1978, como SAE Mini Cindy, e encontra-se em constante evolução, de forma a acompanhar também a evolução da indústria automóvel. Por este motivo, todos os anos são publicadas novas regras de competição, e, os projetos apresentados neste texto pretendem atualizar e otimizar projetos do veículo desenvolvidos anteriormente, com o objetivo de acompanhar a evolução da competição e tornar o veículo mais competitivo.

Em seguida apresenta-se um resumo e tradução das regras para a competição FSAE de 2012 aplicáveis aos projetos aqui apresentados (SAE, 2012).

2. Projeto de Chassis

Neste capítulo serão abordados os aspetos relativos à conceção e construção do chassis, assim como serão apresentadas as soluções propostas, o método de análise e os resultados obtidos.

2.1 Introdução

O chassis de um veículo tem como principal função criar uma ligação funcional entre todos os componentes do mesmo, que incluem, entre outros, o motor, o sistema de transmissão, o sistema de suspensão, o sistema de direção e o sistema de travagem. Uma vez que o chassis serve como ligação entre todos os componentes do veículo, a sua falha significaria uma consequente falha dos mesmos; por isso, considera-se que uma elevada segurança neste elemento é muito importante.

Um projeto eficiente de um chassis deve seguir um conjunto de características, nomeadamente:

- Comportar-se como uma viga, (Adams, 1993) suportando o seu próprio peso, o do piloto e dos restantes componentes.
- Preservar as relações geométricas entre os vários pontos da suspensão. Deve ter elevada rigidez torsional e elevada rigidez à flexão vertical e lateral, de modo a resistir, com pouca deformação, aos esforços impostos pela suspensão, pela transmissão, pela travagem e pela aceleração (Adams, 1993).
- Possuir o mínimo peso possível (Adams, 1993). Na competição automóvel, em geral, este fator tem bastante importância, mas nesta prova assume ainda maior importância, uma vez que para além da prova de resistência existe uma prova de aceleração e de economia de combustível.
- Fornecer segurança ao piloto em situações de acidente, tendo em consideração o impacto frontal, lateral e o capotamento do veículo.
- Apresentar baixo custo de fabrico. A competição FSAE tem como objetivo a conceção e fabrico de um veículo, em pequena série, sendo avaliado em uma prova de custos.

2.2 Tipos de chassis

De acordo com (Pashley, 2008), o chassis de um veículo de competição pode ser fabricado por elementos planos ou por arranjos lógicos de tubos.

2.2.1 Construção de chassis utilizando elementos planos (monocoque)

A construção de um chassis utilizando elementos planos, também designado por *monocoque*, trata-se de um método que possibilita, normalmente, uma maior rigidez do que o chassis tubular; no entanto, esta abordagem traz uma maior dificuldade de construção e análise. Neste tipo de construção, os materiais mais utilizados são as chapas de liga de alumínio, as placas de alumínio com núcleo em forma de favo de abelha ou a fibra de carbono.

2.2.1.1 Chapa de alumínio

A técnica de construção de chassis com recurso a chapas de alumínio foi uma técnica bastante utilizada em veículos de competição entre as décadas de 60 e 80, mas continua a ser um método válido, nos dias de hoje, para a construção de veículos quando se pretende que estes sejam bastante leves. A maior desvantagem deste tipo de construção será devida ao facto de algumas ligas de alumínio sofrerem precipitação por envelhecimento e, no longo prazo, poderem perder parte das suas propriedades mecânicas (Pashley, 2008), levando à necessidade constante de manutenção, principalmente nas zonas críticas do chassis (pontos de fixação à suspensão, ao motor, etc). A construção do chassis a partir desta técnica levaria à ligação de materiais dissemelhantes, uma vez que, de acordo com as regras da FSAE, os arcos central e frontal teriam de ser construídos em aço. As ligações entre os elementos podem ser efetuadas através de parafusos, rebites ou soldadura (Finch, 1997). A Figura 2.1 exemplifica um chassis de um carro desportivo construído com chapas de alumínio.

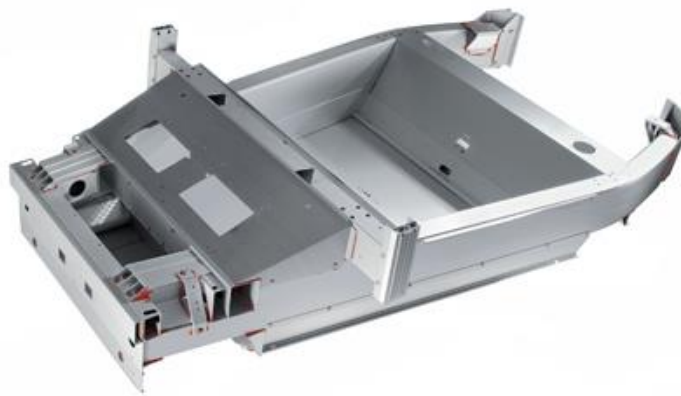


Figura 2.1 – Chassi de carros desportivo (Lotus Elise) construído totalmente em ligas de alumínio perfazendo uma massa de aproximadamente 70 kg (Fonte:Howstuffworks).

2.2.2.2 Placa de alumínio com interior em forma de favo de abelha

A utilização de placas de alumínio, com o núcleo em forma de favos de abelha, é uma técnica de construção que produz muito bons resultados em termos de baixa massa e elevada rigidez torsional do chassi. É um material simples de trabalhar, que pode ser dobrado, furado, colado, etc...

Trata-se de células hexagonais produzidas por extrusão e coladas entre duas chapas de alumínio (Pashley, 2008). Este material encontra-se facilmente no mercado, pelo que é permitido escolher com rigor o que se pretende tanto a nível de dimensão, espessura e altura da célula, como espessura das chapas de alumínio. Através da utilização de reforços e arcos pode-se chegar a um projeto bastante rígido e com pouca massa. A utilização de técnicas de soldadura tornam-se praticamente impossíveis, sendo que a ligação entre elementos é efetuada através de colas ou parafusos (Pashley, 2008). As Figuras 2.2 ilustra o material descrito.

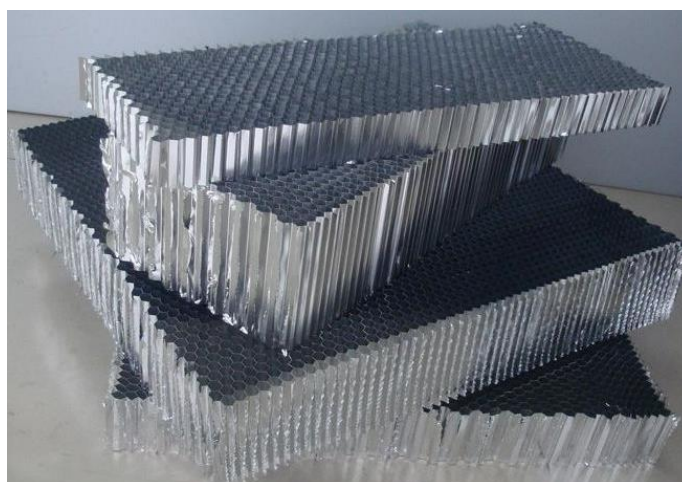


Figura 2.2- Exemplo de variedade de características do material (fonte: Polycore-honeycomb).

2.2.2.3 Fibra de carbono

A utilização de fibra de carbono na construção de chassis é a técnica de construção de chassis que melhor responde às necessidades de um veículo de competição, produzindo um chassis muito rígido e muito leve (Pashley, 2008). No entanto, trata-se de uma técnica de elevado custo associado e muito exigente do ponto de vista técnico para a construção dos moldes. Além disso, em relação às duas técnicas antes apresentadas (monocoque em material metálico ou estrutura tubular), esta ainda não permite a furação segura do material. Na Figura 2.3 podem ver-se chassis produzidos pela *McLaren* através desta técnica. No canto inferior esquerdo da figura temos o McLaren MP4/1, o primeiro carro de *Fórmula 1* a utilizar fibra de carbono para a construção do compartimento do condutor; os outros dois representam o chassis do último modelo da marca, MP4-12C, onde se observa a combinação, num chassis, de ligas de alumínio com fibra de carbono.



Figura 2.3 - Exemplos de chassis em fibra de carbono e liga de alumínio (fonte: Pistonheads).

2.2.2 Construção de chassis utilizando arranjos lógicos de tubos

A construção de chassis utilizando arranjos lógicos de tubos trata-se da forma mais tradicional de construir carros de competição. Têm como vantagens a necessidade de poucas ferramentas para executar o projeto, e as ferramentas necessárias estão, regra geral, disponíveis em qualquer oficina, tais como: a serra de fita, uma máquina de soldar, uma bancada de trabalho para fazer o corte, a dobragem do tubo e a soldadura. Esta técnica permite uma fabricação rápida e mais simples do projeto, e é utilizada na produção de chassis de carros de Nascar (Figura 2.4), ou na construção de pequenas

aeronaves (Figura 2.5), ou numa grande variedade de desportos motorizados (Rally, DTM, Etc.) para projetar zonas de proteção ao piloto, (*roll bar*). Quando corretamente dimensionados, os chassis produzidos através desta técnica podem possuir elevada rigidez, especialmente em zonas críticas. Os chassis produzidos através desta técnica são geralmente fabricados com tubos de aço e de ligas de alumínio (Pashley, 2008) e possuem normalmente uma maior massa do que os produzidos através das técnicas de construção utilizando a fibra de carbono.

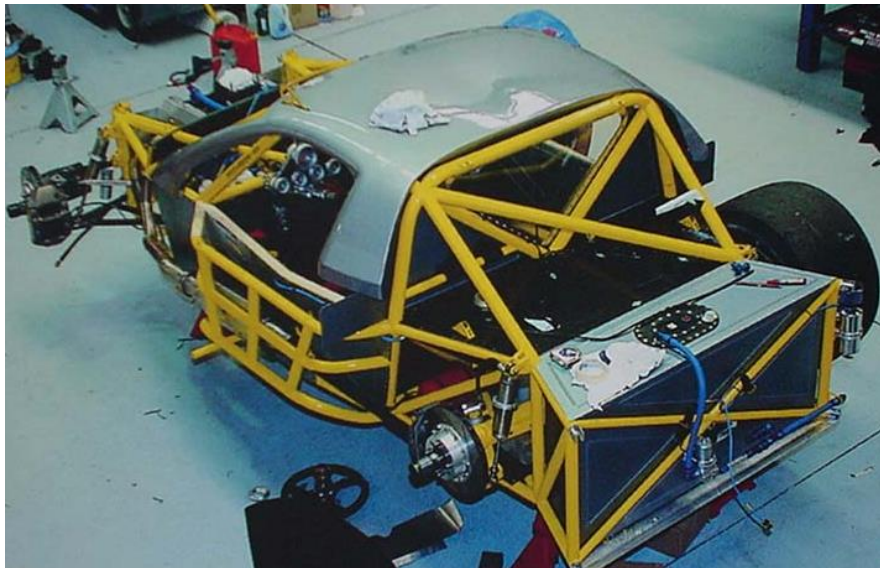


Figura 2.4 - Exemplo de chassis de carro de competição *Chevy Corvette* (fonte: Coroflot).



Figura 2.5 - Exemplo de fuselagem de uma pequena aeronave (Finch, 1997).

Devido às razões mencionadas acima, foi escolhida a técnica que utiliza arranjos de tubos em aço para a construção do chassis do veículo.

2.3 Dimensionamento do chassis

A definição da geometria do chassis teve em conta os seguintes objetivos/constrangimentos:

- Respeitar os estudos efetuados anteriormente para este projeto, onde se inclui a geometria da suspensão do veículo, o motor e os seus apoios, o tipo de transmissão, a sua geometria, e as dimensões típicas do piloto.
- Respeitar as regras da competição *Formula SAE* 2012.
- Permitir espaço para instalação dos restantes componentes do veículo, nomeadamente do sistema de escape e admissão, do sistema de direção, do sistema de travagem e do sistema atenuador de impacto.
- Minimizar a altura do centro de massa do veículo.
- Proporcionar uma boa posição de condução para o piloto.
- Maximizar a rigidez torsional do chassis.
- Minimizar a massa do veículo.
- Proporcionar segurança ao piloto em caso de acidente.

Serão apresentados dois projetos de chassis, que respeitam as regras gerais SAE 2012 e as regras alternativas da competição, deixando a decisão da escolha do chassis para a equipa que decidir produzir o mesmo.

2.4 Soluções apresentadas

Nesta secção serão apresentadas as soluções encontradas para o projeto do chassis, assim como as análises numéricas que permitiram a validação da resistência estrutural do chassis.

2.4.1 Chassis utilizando as regras gerais

Nas Figuras 2.6 e 2.7 é apresentada uma proposta para o arranjo tubular do chassis, realizada de acordo as regras gerais da competição. Trata-se de uma estrutura tubular, constituída por tubos com 25,4 mm e 12,5 mm de diâmetro exterior, e com espessuras de parede a variar entre 1,25 mm e 2,54 mm. O aço AISI 1020 foi escolhido para fazer a construção da estrutura devido ao seu baixo preço e à sua boa

soldabilidade. Para a construção deste chassis, o método de soldadura MIG parece ser o mais indicado. A massa desta solução foi estimada em 29 kg.

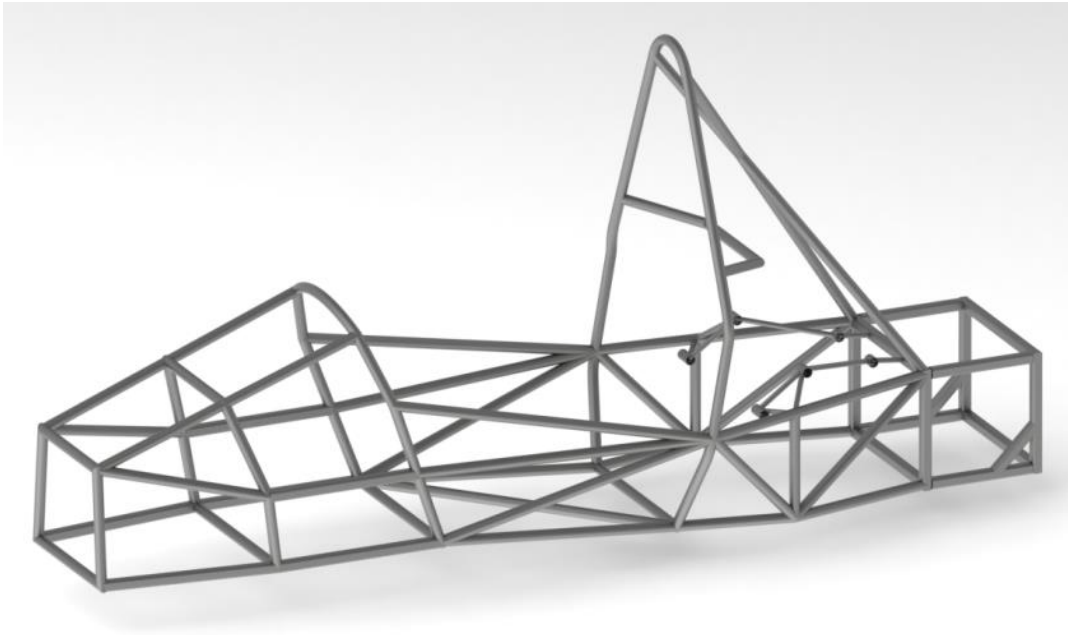


Figura 2.6 - Chassi pelas regas gerais.

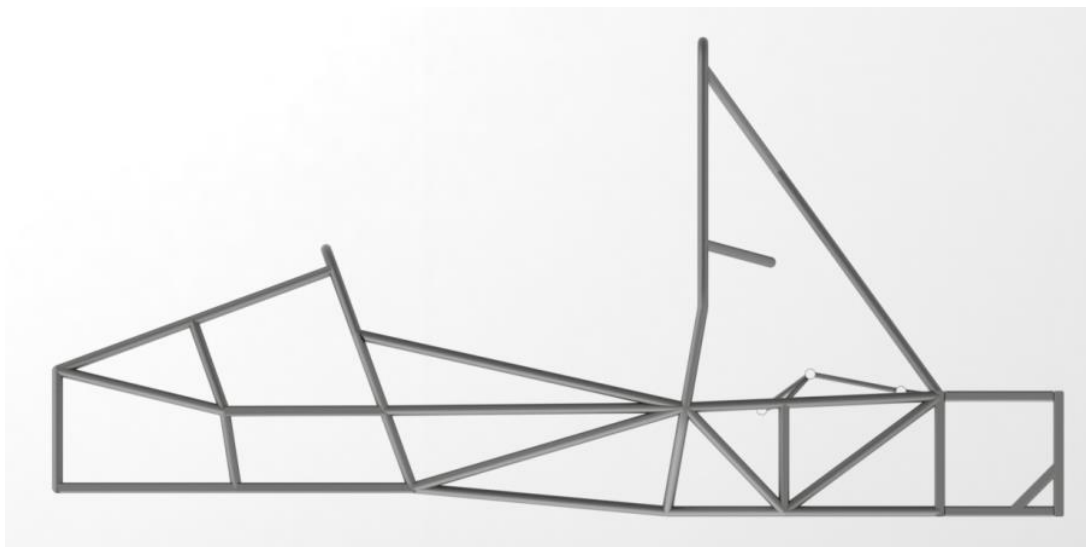


Figura 2.7 - Chassis - vista lateral.

2.4.2 Chassis utilizando as regras alternativas

Uma vez terminado o desenho do chassis pelas regras gerais, a estrutura foi estudada através do programa *SolidWorks Simulation*, com o objetivo de criar uma estrutura mais resistente e que cumprisse todos os requisitos das regras alternativas.

Nas Figuras 2.8 e 2.9 é apresentada a solução do chassis que se obteve a partir da utilização das regras alternativas da competição. Trata-se de uma estrutura tubular, com tubos de 25,4 mm e 12,5 mm de diâmetro e com espessuras de parede a variar entre 1,25 mm e 2,54 mm. Esta solução será construída em aço AISI 4130. Este material foi escolhido devido à sua elevada soldabilidade, à boa resistência mecânica, boa ductilidade e por se tratar de um material muito utilizado neste tipo de aplicações. Para a construção deste chassis o método de soldadura TIG parece ser o mais indicado, pois trata-se de um processo que envolve menor entrega térmica do material e, conseqüentemente menor distorção, fatores de concentração de tensões mais baixos e zonas termicamente afetadas de menor dimensão. A soldadura do chassis pelo processo MIG/MAG também é viável. Esta solução tem uma massa estimada de 38 kg.



Figura 2.8 – Vista em perspectiva do chassis desenhado pelas regras alternativas da competição.

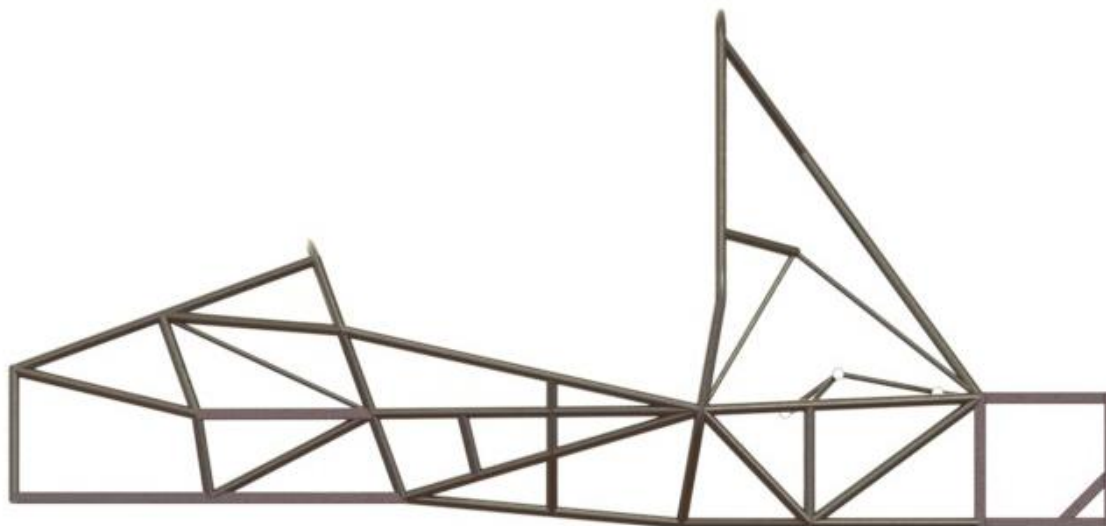


Figura 2.9 - Chassis alternativo - vista lateral.

2.5 Análise estrutural do chassis pelo MEF

Nas análises numéricas efetuadas à estrutura desenhada optou-se pela utilização do programa de simulação *SolidWorks Simulation*. Trata-se de um programa de simulação numérica, que utiliza o Método dos Elementos Finitos (MEF) para efetuar as análises pretendidas, nomeadamente uma análise estática e uma análise modal. Na análise estática, a estrutura é submetida a cargas estáticas; quanto à análise modal, trata-se de uma análise dinâmica da estrutura, feita com o objetivo de determinar as suas frequências naturais e garantir que não entra em ressonância com o funcionamento do motor ou com qualquer outro carregamento aplicado.

O MEF é, de uma forma muito simplificada, um método em que um meio contínuo é discretizado em elementos finitos, ligados entre si por nós, aproximando a malha ao meio contínuo original. Esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos de análise numérica, para que sejam obtidos os resultados dos deslocamentos nodais, as extensões nodais e, consequentemente, as tensões induzidas na estrutura.

2.5.1 Tipo de elemento finito utilizado nas análises estruturais

O elemento finito utilizado para realizar a análise dos chassis foi um elemento do tipo viga (Figura 2.10). Este possui dois nós por elemento, tendo cada nó 6 G.D.L. (3 de translação e 3 de rotação em relação aos 3 eixos do referencial ortogonal). Trata-se de um elemento que resiste a cargas de flexão, torção e corte. Definindo a secção

transversal do elemento, o programa calcula propriedades como o momento de inércia, o eixo neutro e distância da fibra mais afastada ao eixo neutro, podendo assim calcular a variação do valor da tensão ao longo da secção transversal, apresentando o valor de tensão mais elevado que ocorre em cada elemento.



Figura 2.10 - Exemplo de malha de elementos para perfil em I e perfil tubular.

2.5.2 Validação do método de análise

Com o fim de validar a modelação geométrica, o tipo de elemento finito utilizado e o carregamento imposto, estudou-se numericamente um tubo/viga com as características indicadas, o qual foi submetido a um carregamento de flexão (Figura 2.11) e a um carregamento torsional (Figura 2.12):

- Comprimento (L) – 1 m
- Diâmetro exterior – 25,4 mm
- Espessura de parede – 2,54 mm
- Módulo de Young, E – 200 GPa
- Módulo de elasticidade transversal do material, G - 80 GPa

Com os carregamentos:

- Momento de torção (T) – 1000 N.m
- Carga de flexão, P_1 , aplicada na extremidade não encastrada – 200 N

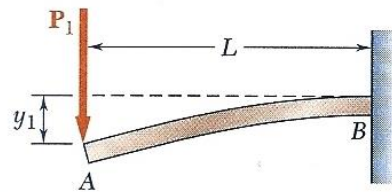


Figura 2.11 – Esquema de carregamento de flexão (adaptado de P. Beer, Johnston e DeWolf 2006).

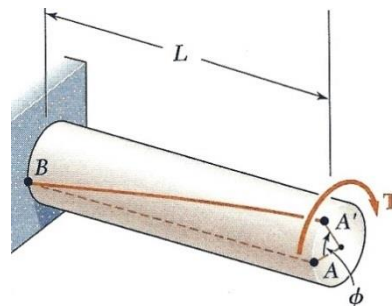


Figura 2.12 – Esquema de carregamento de torção (adaptado de P. Beer, Johnston e DeWolf, 2006).

Compara-se o ângulo de torção \emptyset (Figura 2.12) e a flecha y_1 (Figura 2.11, obtidos na extremidade do tubo, utilizando as fórmulas analíticas apresentadas por P. Beer, Johnston e DeWolf (2006), com os resultados numéricos.

Utilizando a equação 2.1 para determinar o ângulo de torção provocado pelo momento T tem-se:

$$\emptyset = \frac{TL}{JG} \quad (2.1)$$

O momento polar de inércia, J , para uma secção transversal de um tubo é dada por:

$$J = \frac{1}{2}\pi(r_e^4 - r_i^4) \quad (2.2)$$

Resultando num ângulo de torção de 0,518 rad.

Utilizando um tubo em balanço encastrado como ilustrado na Figura 2.12e sabendo que a flecha máxima y neste caso é dada por:

$$y = -\frac{PL^3}{3EI} \quad (2.3)$$

O momento de inércia à flexão para uma secção transversal de um tubo poderá ser dada por:

$$I = \frac{1}{4}\pi(r_e^4 - r_i^4) \quad (2.4)$$

Resultando um valor para a flecha de 0.0279 m

Através do programa *SolidWorks Simulation* foi modelado um tubo com as características acima descritas, e submetido aos dois tipos de carregamento indicados nas Figuras 2.13 e 2.14.

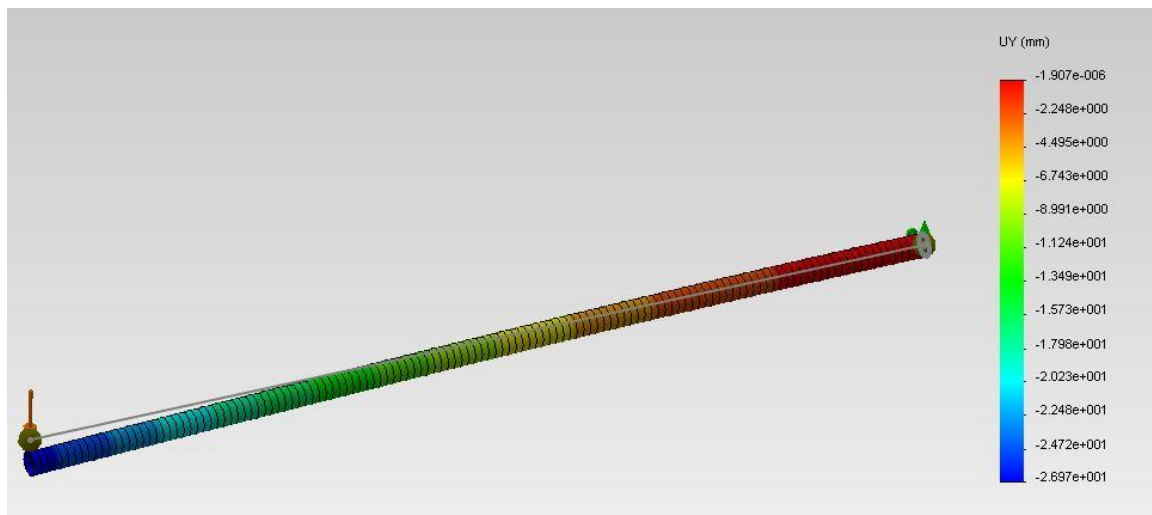


Figura 2.13 – Simulação numérica de caso de validação de comportamento à flexão.

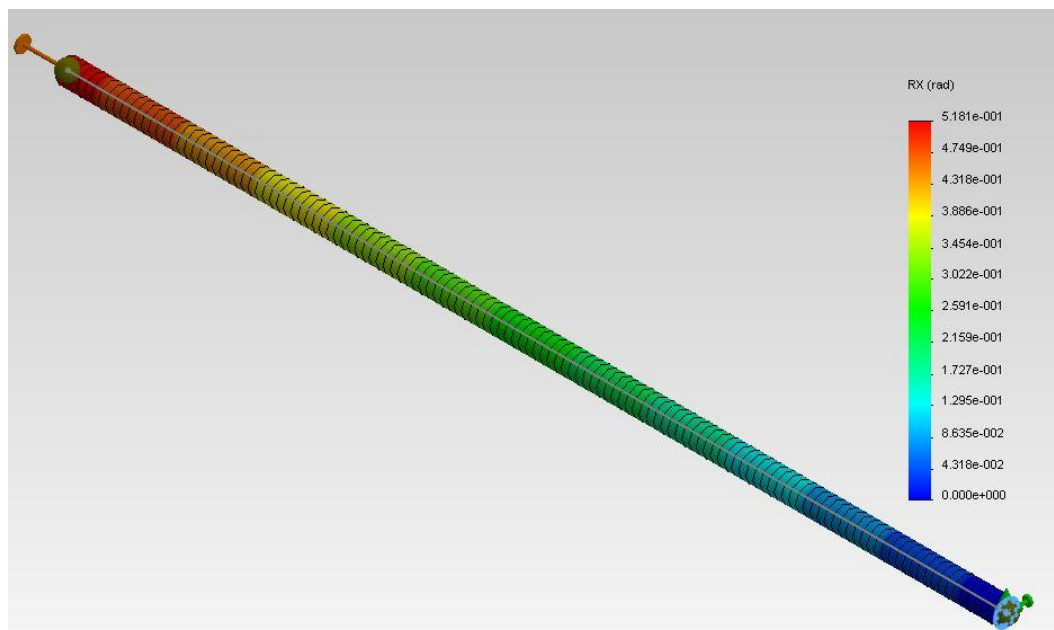


Figura 2.14 - Simulação numérica de caso de validação de comportamento à torção.

Resultando para a simulação numérica os valores de 0,5181 rad para o ângulo de torção e 0,02697 m para a flecha máxima. Pode concluir-se que o elemento de viga utilizado pelo programa é valido para aplicação na estrutura do chassis, uma vez que os resultados são bastantes próximo dos obtidos por via analítica.

2.6 Validação da solução de chassis alternativo

Segundo as regras da competição, quando o chassis é projetado tendo em conta as regras alternativas, este terá que ser submetido a um processo de validação que implica a interação entre a equipa que está a realizar o projeto e o comité de regras da competição. Este processo de validação consiste em utilizar o MEF para garantir que a rigidez e a resistência mínima estão asseguradas.

Em seguida serão apresentados os resultados das simulações numéricas necessárias para a validação das regras alternativas, sendo estes padrões de resistência bastante mais exigentes do que as regras gerais. A validação do chassis consiste em garantir que não é induzida, em nenhuma zona da estrutura, uma tensão superior à tensão de cedência do material utilizado (Aço AISI 4130: Tensão de cedência: 435 MPa; Tensão de rotura: 670 MPa) e que o deslocamento máximo não excede os 25 mm.

2.6.1 Arco principal, apoios do arco principal e suporte dos apoios

Na Figura 2.15 e 2.16 apresentam-se os resultados da simulação numérica, onde é possível ver o deslocamento dos elementos com um factor de ampliação de 34. Nesta situação, a tensão máxima e o deslocamento máximo que ocorre na estrutura é de aproximadamente 374 MPa (FS=1.16) e 9,7 mm (FS=2.58), respetivamente.

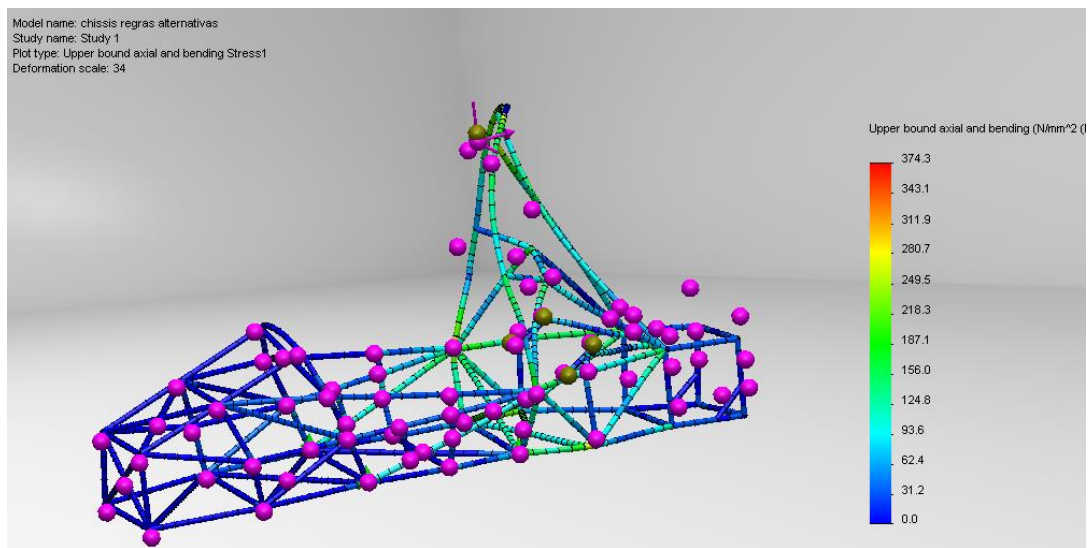


Figura 2.15- Resultado da tensão induzida [N/mm²] na estrutura quando aplicado um carregamento no arco principal e os constrangimentos indicados na Secção 1.2-C4.1.

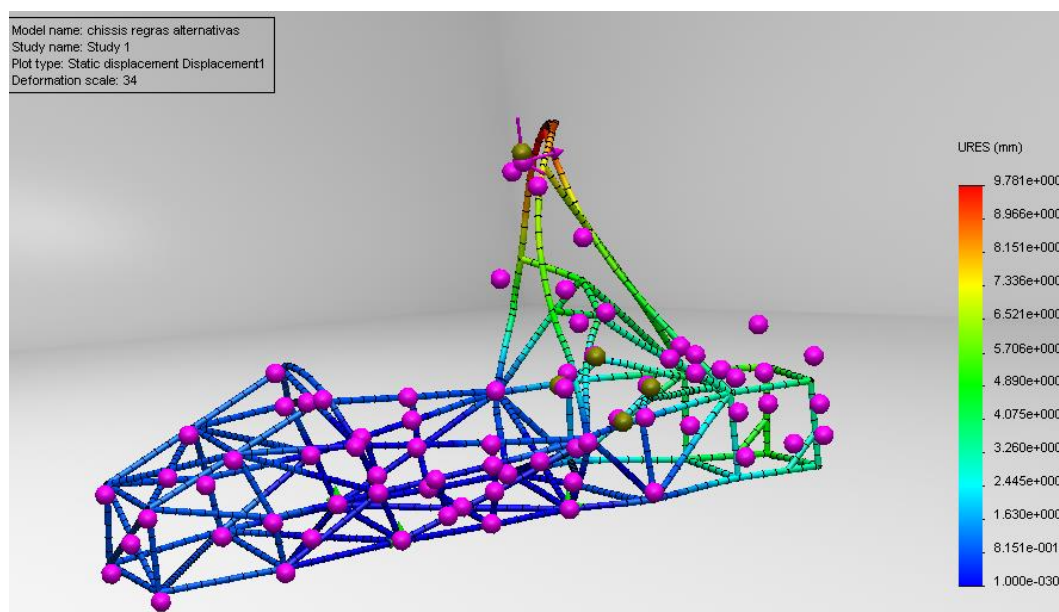


Figura 2.16 - Resultado do deslocamento que ocorre na estrutura quando aplicado um carregamento no arco principal e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.1.

2.7.2 Arco central

Na Figura 2.17 e 2.18 apresentam-se os resultados da simulação numérica, onde é possível ver o deslocamento dos elementos com um fator de ampliação de 40. Nesta situação, a tensão máxima e o deslocamento máximo que ocorre na estrutura é de aproximadamente 406 MPa (FS=1.07) e 5,7 mm (FS=4.38), respetivamente.

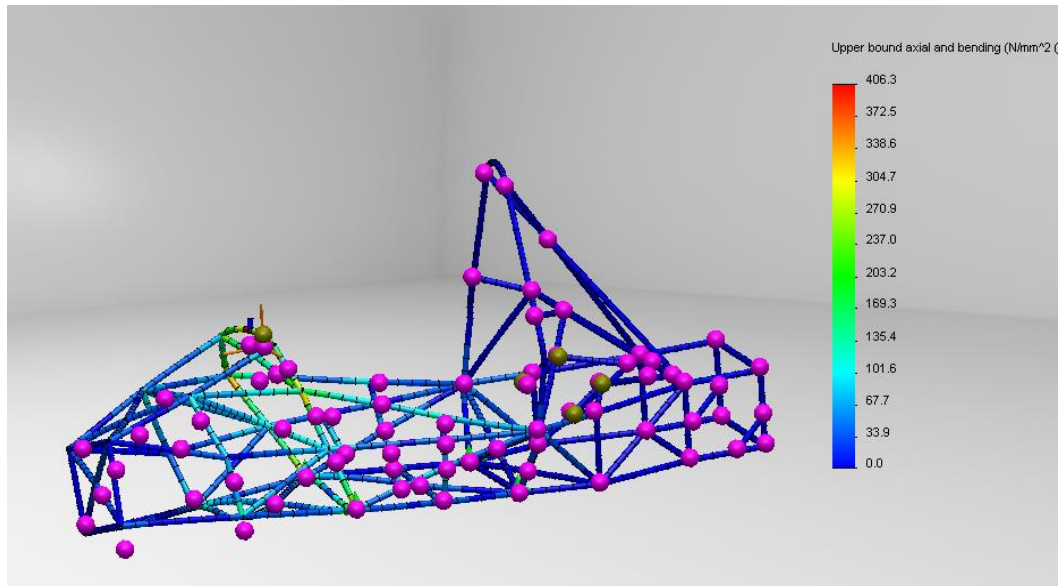


Figura 2.17 - Resultado da tensão que ocorre na estrutura quando aplicado um carregamento no arco central e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.2.

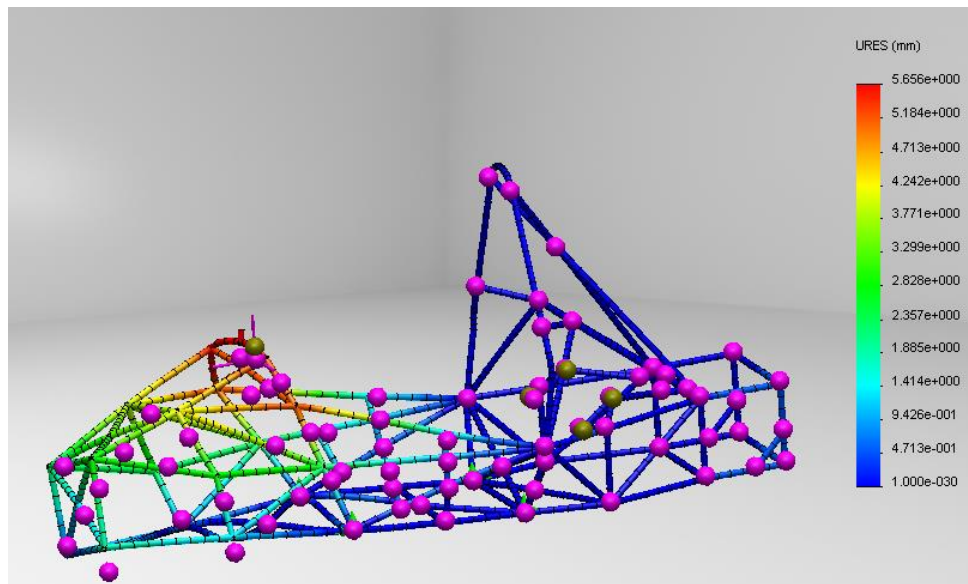


Figura 2.18 - Resultado do deslocamento que ocorre na estrutura quando aplicado um carregamento no arco central e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.2.

2.6.3 Impacto lateral

Na Figura 2.19 e 2.20 apresentam-se os resultados da simulação numérica decorrente da simulação do impacto lateral, onde é possível ver o deslocamento dos elementos com um fator de ampliação de 64. Nesta simulação pode verificar-se que é prevista uma tensão máxima induzida e um deslocamento máximo de 253 MPa (FS=1.72) e 4,2 mm (FS=5.92), respetivamente.

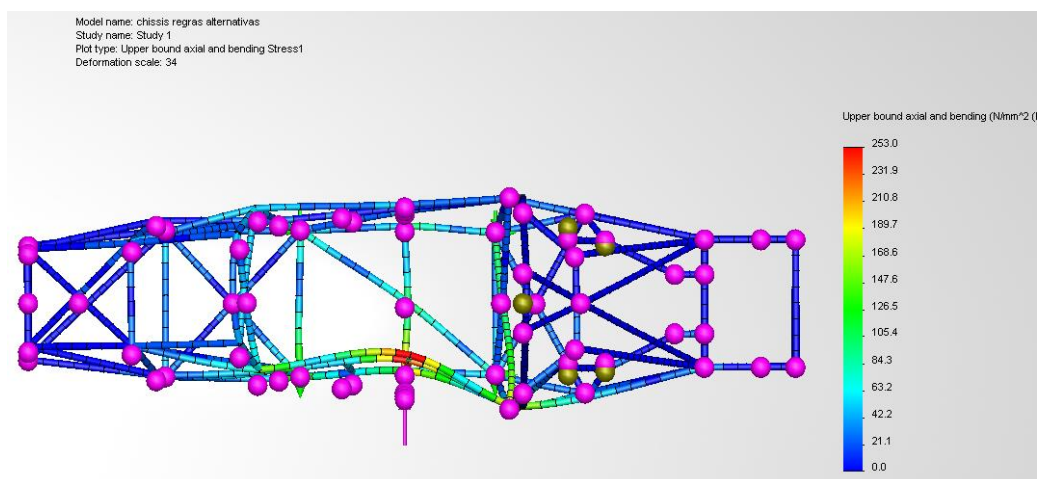


Figura 2.19 - Resultado da tensão que ocorre na estrutura quando simulado um impacto lateral e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.3.

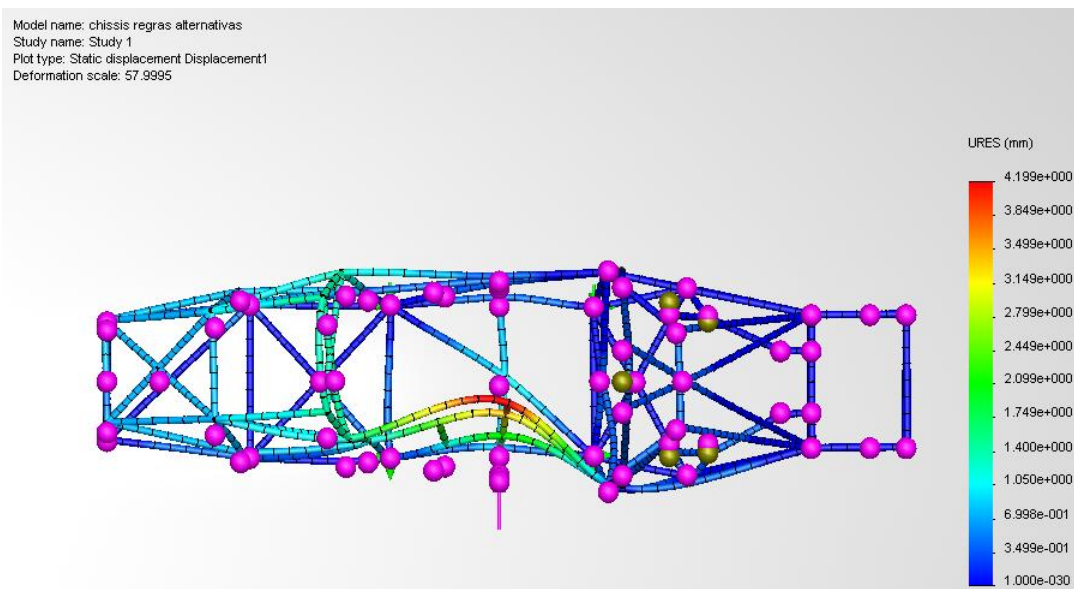


Figura 2.20 - Resultado do deslocamento que ocorre na estrutura quando simulado um impacto lateral e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.3.

2.6.4 Antepara e suporte da antepara

A análise seguinte pretende estudar o comportamento do chassis quando sujeito a um impacto frontal. As Figuras 2.21 e 2.22 apresentam os resultados da análise com um fator de ampliação de 183. Nesta situação a tensão máxima e o deslocamento máximo induzidos na estrutura é de aproximadamente 340 MPa (FS=1.23) e 1,5 mm (FS=16.7), respetivamente.

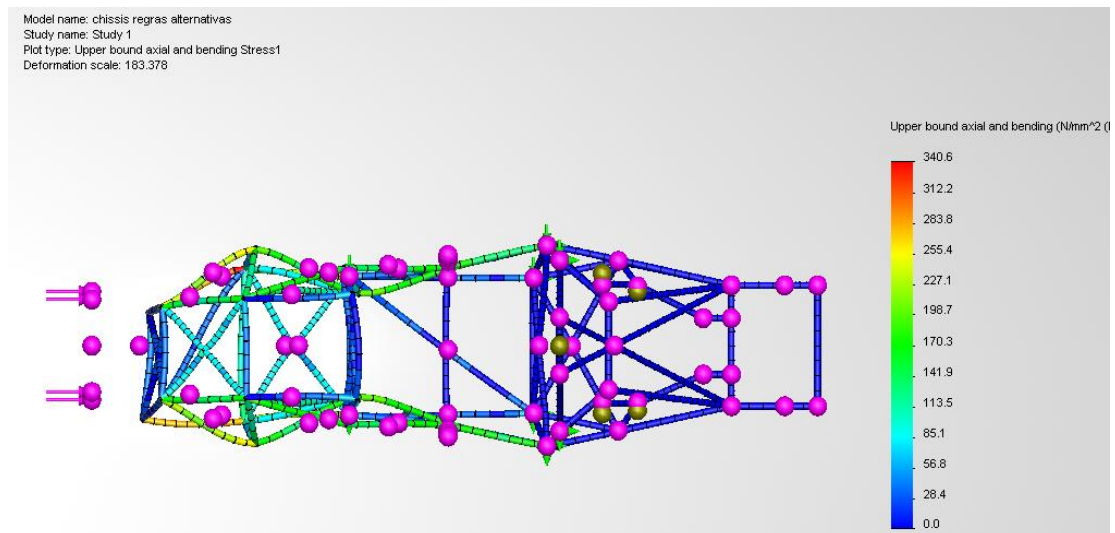


Figura 2.21 - Resultado da tensão que ocorre na estrutura quando simulado um impacto frontal e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.4.

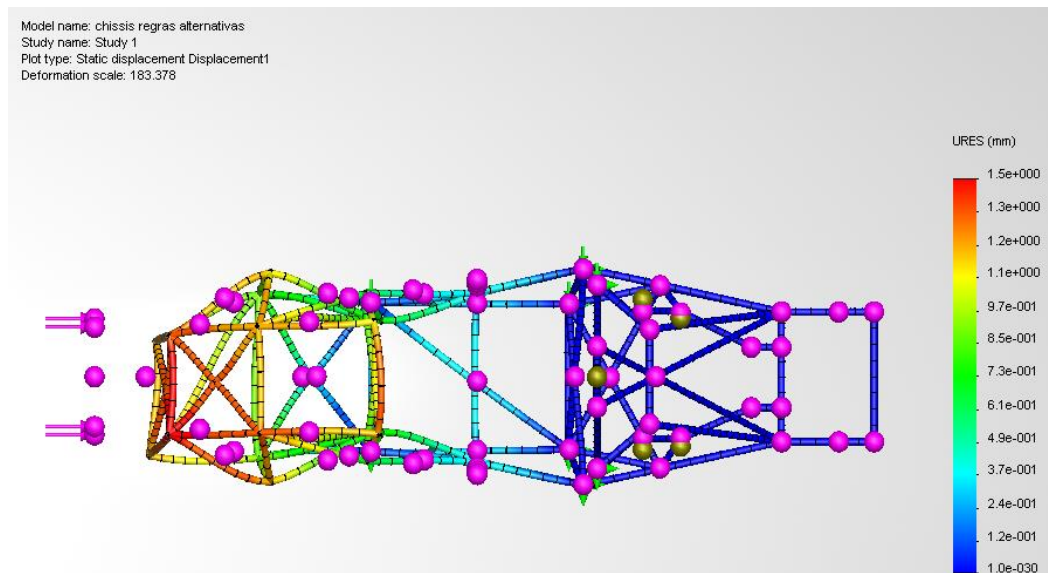


Figura 2.22 - Resultado do deslocamento que ocorre na estrutura quando simulado um impacto frontal e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.4.

2.6.5 Estrutura de apoio dos cintos dos ombros

Esta análise pretende estudar a resistência da estrutura onde serão apoiados os cintos do condutor, nomeadamente os cintos dos ombros do piloto. As Figuras 2.23 e 2.24 apresentam os resultados da análise com um fator de ampliação de 22.

Nesta situação, a tensão máxima induzida na estrutura e o deslocamento máximo são de 383 MPa (FS=1.14) e de 10 mm (FS=2.5), respetivamente.

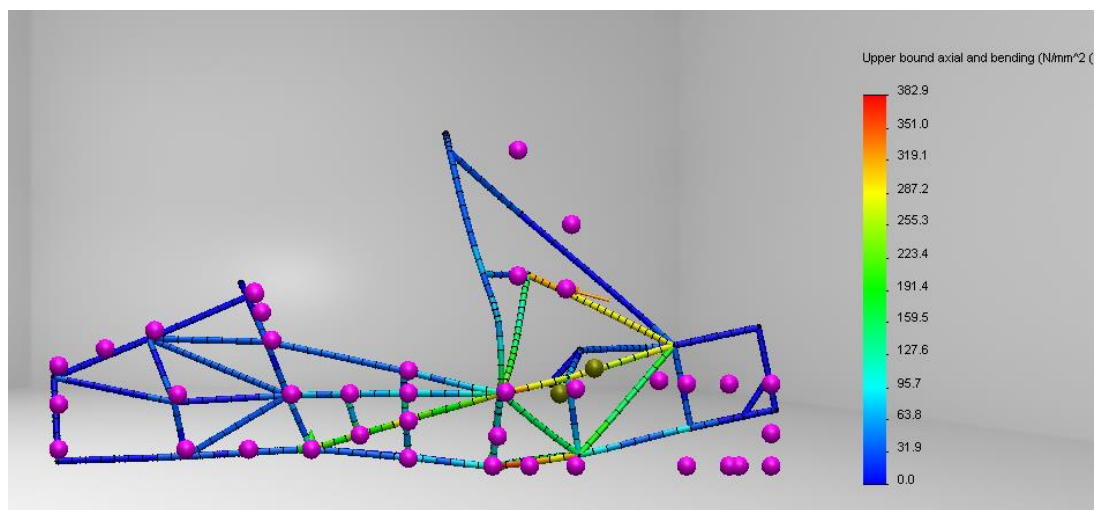


Figura 2.23 - Resultado da tensão que ocorre na estrutura quando simulado a ação dos cintos de segurança da zona dos ombros e os constrangimentos indicados na Secção 1.2-C4.5.

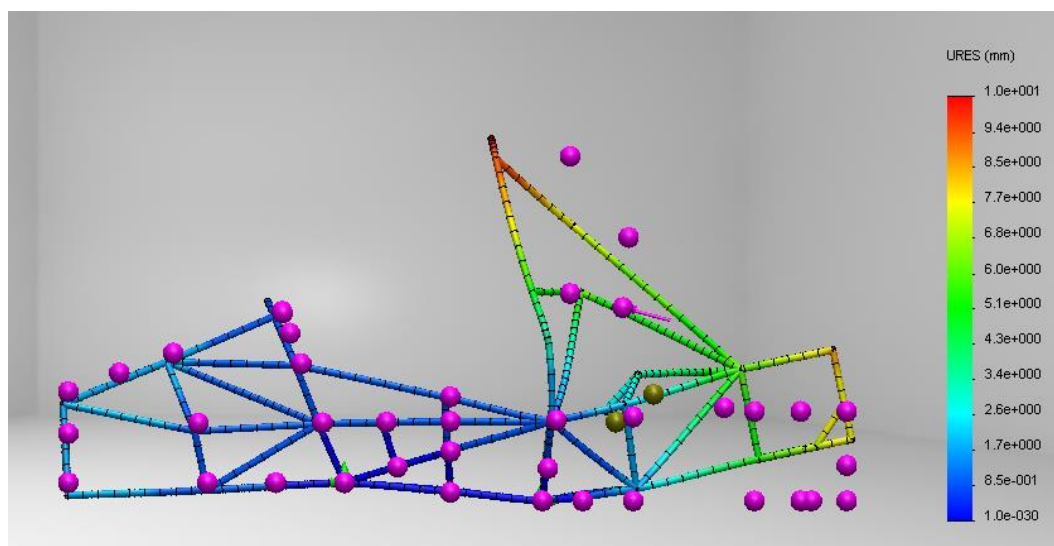


Figura 2.24 - Resultado do deslocamento que ocorre na estrutura quando simulado a ação dos cintos de segurança da zona dos ombros do condutor e os constrangimentos indicados na Secção 1.2-C4.5.

2.6.6 Estrutura de apoio dos cintos da bacia e zona pélvica

Esta análise pretende estudar a resistência da estrutura onde serão apoiados os cintos do condutor, nomeadamente os cintos da bacia e da zona pélvica do piloto. As Figuras 2.25 e 2.26 apresentam os resultados das análises com um fator de ampliação de 34. Nesta situação, a tensão máxima induzida que ocorre na estrutura e o deslocamento máximo são de 411 MPa (FS=1.06) e de 2,9 mm (FS=8.6), respetivamente.

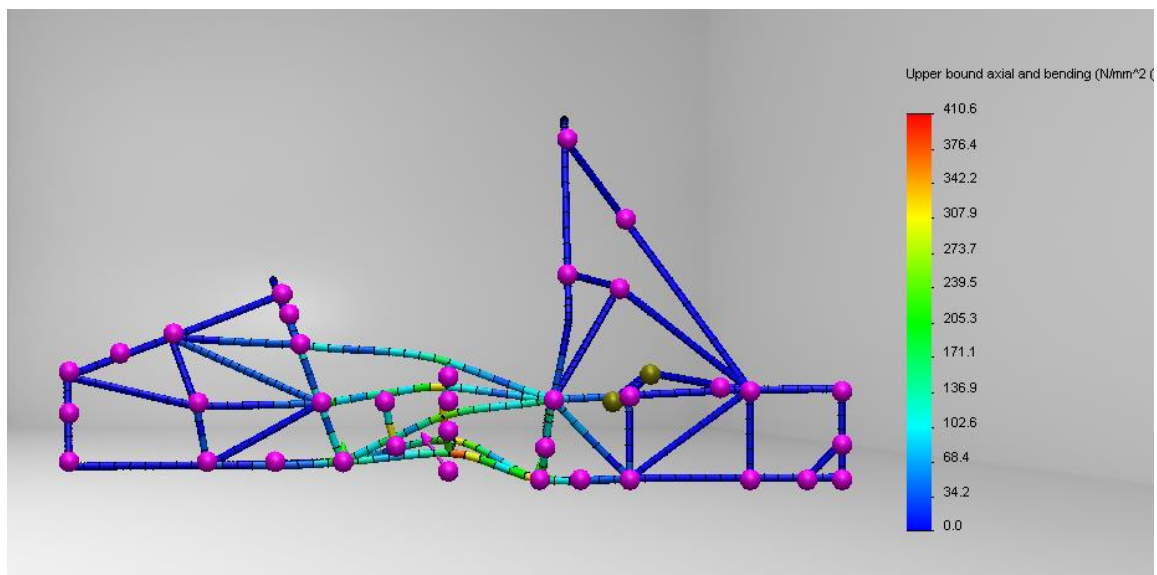


Figura 2.25 - Resultado da tensão que ocorre na estrutura quando simulado a ação dos cintos de segurança da zona da bacia e pélvica do condutor e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.2.

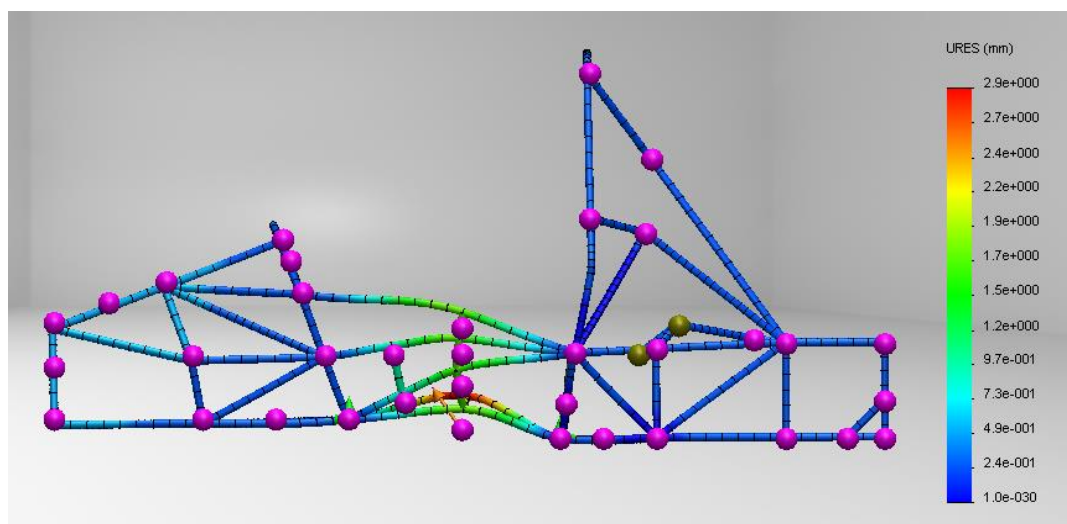


Figura 2.26 - Resultado do deslocamento que ocorre na estrutura quando simulado a ação dos cintos de segurança das zonas da bacia e pélvica do condutor e os constrangimentos indicados na Secção C4.6.

2.7.6 Estabilidade da antepara frontal e seus apoios

Esta análise pretende estudar o cenário de um embate frontal que não esteja alinhado com a direção longitudinal do chassis. As Figuras 2.27 e 2.28 apresentam os resultados das análises com um fator de ampliação de 174. Nesta situação a tensão máxima e o deslocamento máximo que ocorrem na estrutura são de 325 MPa (FS=1.34) e 1,5 mm (FS=16.7), respetivamente.

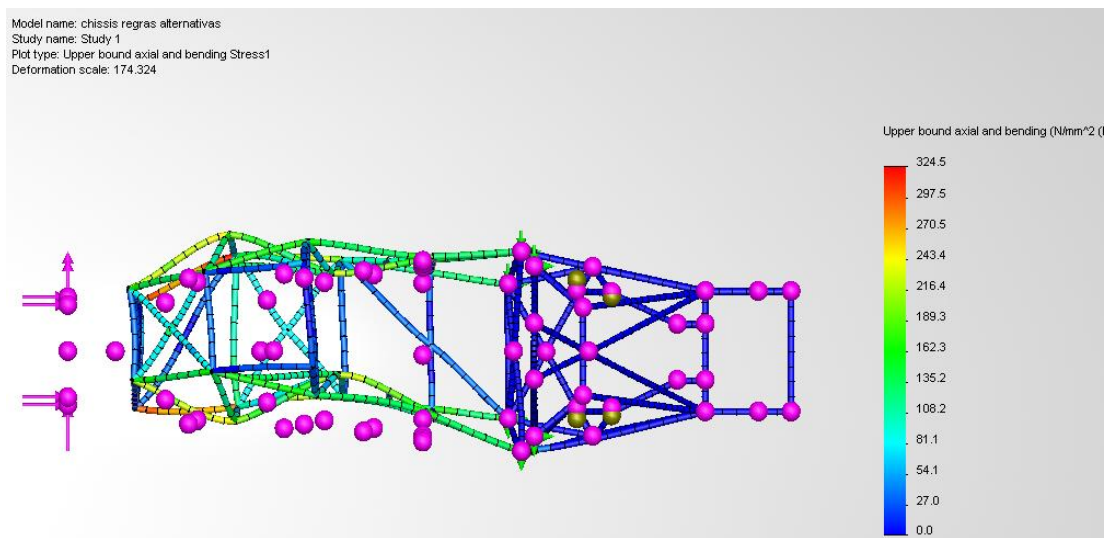


Figura 2.27 - Resultado da tensão que ocorre na estrutura quando simulado a estabilidade da zona frontal e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.7.

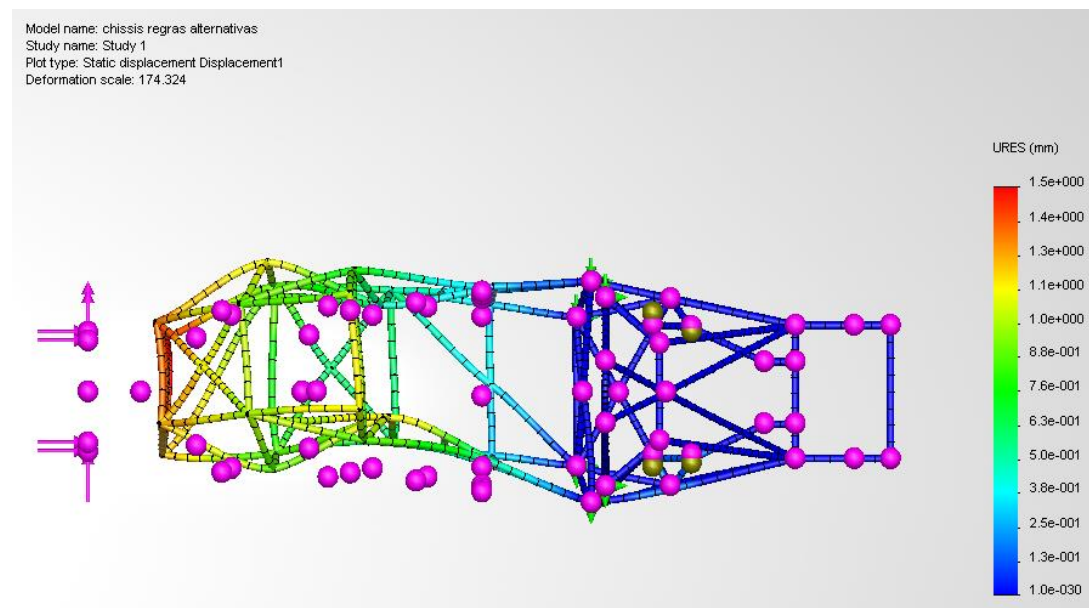


Figura 2.28 - Resultado do deslocamento que ocorre na estrutura quando simulado a estabilidade da zona frontal e os constrangimentos indicados na Secção 1.2 - C4.7.

Através das análises apresentadas anteriormente foi possível a otimização da estrutura, reduzindo a massa do chassis para 38 kg e garantindo a validação do mesmo.

2.7 Dimensionamento dos apoios do motor

Nesta seção apresenta-se o processo de dimensionamento dos apoios do motor.

2.7.1 Introdução

O motor é o elemento do veículo responsável pela transformação da energia proveniente da explosão do combustível em energia mecânica, que será utilizada para mover o veículo. De modo a tornar possível o correto funcionamento do motor e do sistema de transmissão, é necessário garantir que este se encontra corretamente ligado ao chassis do veículo. O motor deste veículo trata-se de um motor de combustão interna que, para além da energia de propulsão, induz vibrações na estrutura do veículo. Os apoios do motor são os elementos-viga que fazem a ligação entre o veículo e o motor; devido a esse facto, os mesmos deverão suportar o seu peso, as reações nos apoios produzidas pelo seu funcionamento em regime máximo e minimizar as vibrações transmitidas ao chassis, pois estas poderão afetar outros componentes instalados.

O motor escolhido para este projeto é proveniente de uma moto desportiva Honda CBR 600 RR (Figura 2.29).

Este motor produz um binário máximo de 341,55 N.m à saída do pinhão, é capaz de atingir 15000 rpm. e tem uma massa de 58 kg.



Figura 2.29 – Honda CBR 600 RR (fonte: wikipédia).

2.7.2 Solução apresentada

Em seguida será proposta uma solução para a estrutura de ligação entre o motor e o veículo, a qual deverá ser construída no mesmo material que o chassis (Figura 2.30 e 2.31).

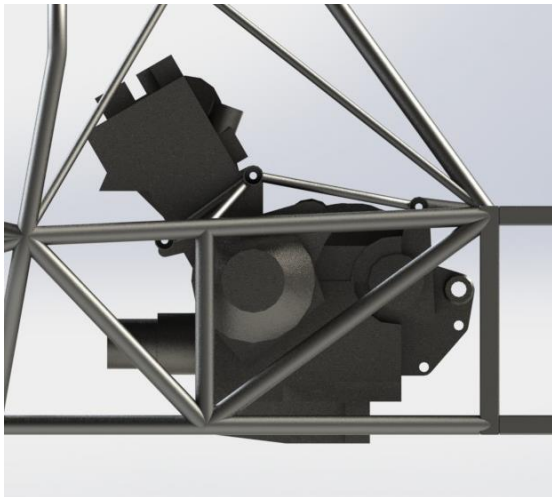


Figura 2.30 – Estrutura de apoio do motor.

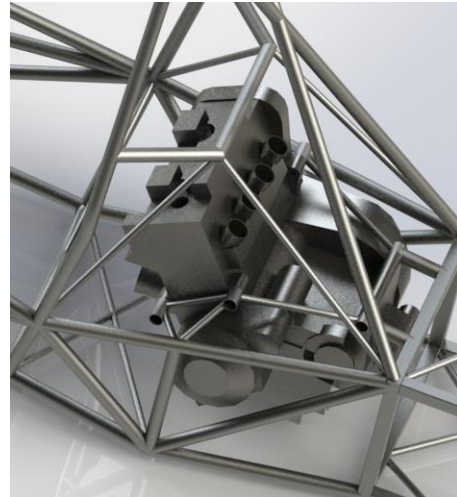


Figura 2.31 – Estrutura de apoio do motor.

2.7.3 Simulações numéricas

De modo a calcular as tensões e as deformadas induzidas na estrutura do chassis pelo funcionamento do motor, foi feita uma simulação estática em que as forças aplicadas correspondiam ao momento máximo que o motor produz.

A modelação apresentada para o motor - estrutura tubular (Figura 2.32) - trata-se de uma aproximação, tendo sido utilizado um modelo de material com a massa volúmica necessária para que a estrutura perfizesse a mesma massa do motor que ela substitui, e um Módulo de *Young* com três ordens de grandeza superior ao da estrutura do chassis, de modo a garantir que a estrutura que simula o motor tem uma rigidez superior à do chassis.

Para além do referido, considerou-se que o motor tem um funcionamento estável a qualquer rotação, e que as vibrações por ele produzidas têm a direção vertical devido à movimentação dos pistões no seu interior, pelo que outros modos de vibração que ocorram na estrutura não foram considerados.

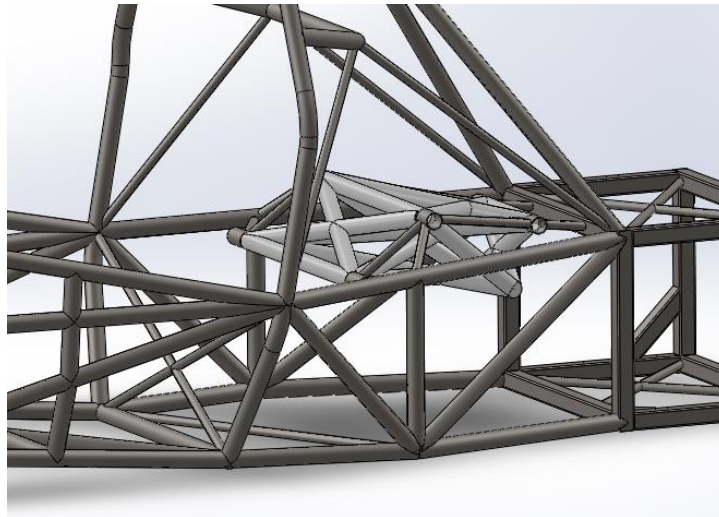


Figura 2.32 – Estrutura equivalente ao motor.

2.7.3.1 Análise estática

Os resultados da simulação estática, onde foi aplicado o momento máximo produzido pelo motor no nó do modelo (341.5 N.m) e considerados nulos os deslocamentos dos nós do arco principal, que conecta com a estrutura traseira e os nós da seção traseira do chassi, encontra-se na Figura 2.33.

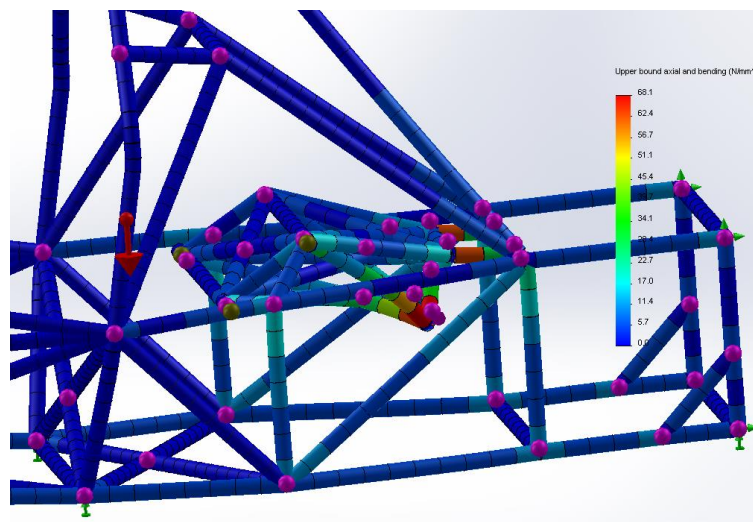


Figura 2.33 – Estudo estático dos apoios do motor.

Pode concluir-se, através da observação dos resultados da análise estática realizada, que a estrutura resiste ao normal funcionamento do motor, pois a tensão máxima registada é de 68 MPa, permitindo um fator de segurança de 6,4, em relação à tensão de cedência do material utilizado na construção do chassi alternativo (AISI 4130).

2.7.3.2 Análise dinâmica

Em seguida serão apresentados os resultados da análise modal efetuada à estrutura.

- Primeiro modo de vibração, com frequência natural de 152 Hz, trata-se de um modo de vibração onde a estrutura é animada de translação segundo a direção vertical. (Figura 2.34 e 2.35).

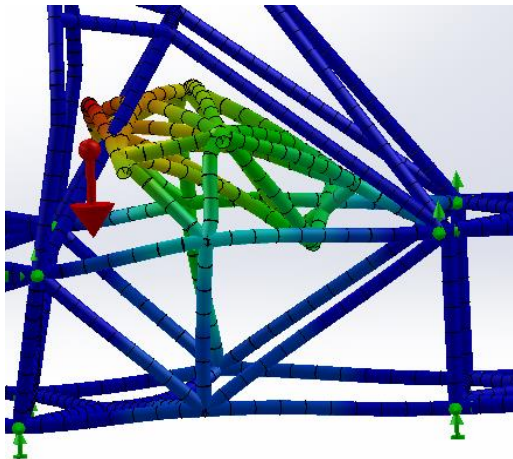


Figura 2.34 - Modo de vibração a 152 Hz para o instante correspondente a 80% do tempo de análise.

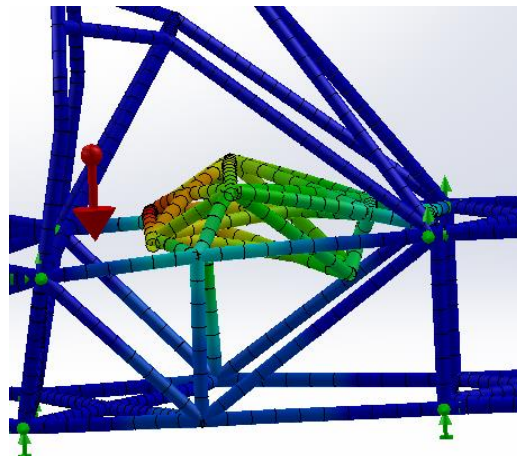


Figura 2.35 – Modo de vibração a 152 Hz para o instante correspondente a 20% do tempo de análise.

- Segundo modo de vibração com frequência natural de 223 Hz, onde a estrutura é animada de rotação segundo o eixo na direção transversal ao chassis (Figura 2.36 e 2.37).

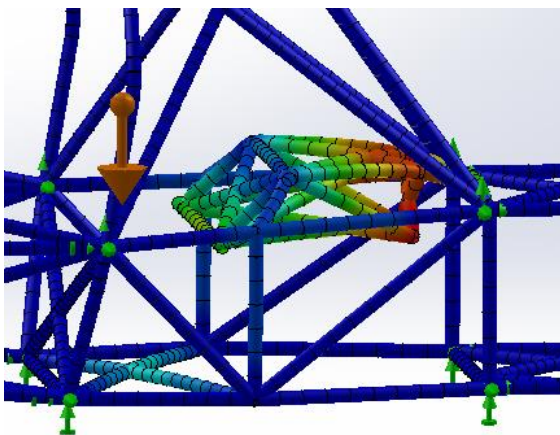


Figura 2.36 - Modo de vibração a 223 Hz para o instante correspondente a 10% do tempo de análise.

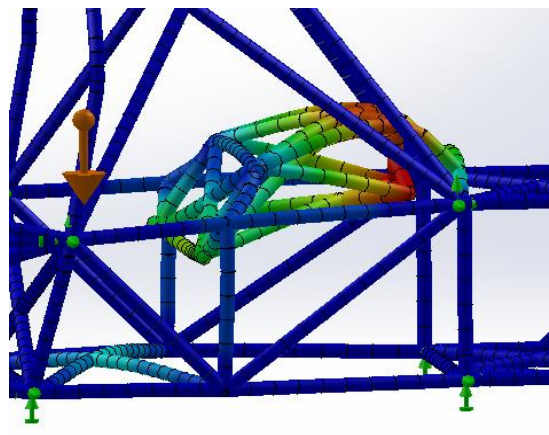


Figura 2.37 - Modo de vibração a 223 Hz para o instante correspondente a 60% do tempo de análise.

Da análise dinâmica é possível verificar que os dois modos de vibração natural da estrutura de apoio do motor coincidem com a gama de funcionamento do motor pelo que o fenómeno de ressonância poderá ocorrer a 9120 ou a 13380 rpm, visto que o terceiro modo de vibração correspondia a uma frequência de rotação superior às 15 000 rpm. Para prevenir esse facto é necessário utilizar apoios antivibráticos, entre o chassis e o motor. Estas ligações são normalmente constituídas por materiais de rigidez mais reduzida (borracha), podendo assim baixar a frequência natural da ligação impedindo assim a transmissão de vibrações que possam provocar o fenómeno de ressonância no chassis. A Figura 2.38 exemplifica esse tipo de ligações.



Figura 2.38 - Exemplo de apoio antivibrático (fonte: vibrationmounts).

2.8 Análise de resultados

O comportamento dinâmico de um veículo está fortemente relacionado com o funcionamento do sistema de suspensão, de direção e de transmissão, mas também com a rigidez do chassis, uma vez que este suporta todas as forças geradas quando o veículo descreve uma curva, sujeitando-o a esforços torsionais e de flexão. Deste modo, a rigidez torsional de um chassis torna-se o principal elemento de comparação entre chassis, pois esta medida permite avaliar a capacidade que um chassis tem em manter as relações geométricas entre todos os elementos do sistema de suspensão (Adams 1993).

No plano de trabalhos da dissertação incluiu-se o projeto de dois chassis distintos, um seguindo as regras gerais da competição, em que seria de esperar um projeto com menor massa, mas também com menor rigidez estrutural, e outro seguindo

as regras alternativas, com o objetivo de criar um chassis com maior rigidez estrutural e por consequência com maior massa.

A rigidez torsional de um chassis será solicitada em todas as curvas e para que o veículo tenha um bom comportamento em pista é necessário que esta seja maximizada. Para a avaliação da rigidez torsional irá ser utilizado o MEF com elementos do tipo viga. Os pontos de ancoragem da suspensão traseira serão impedidos de translação nos 3 eixos e considerou-se um momento de torção de 1 kN.m, aplicado nos pontos da suspensão dianteira (Adams, 1993). Em seguida serão apresentados, nos Gráficos 2.1 e 2.2, os resultados das simulações efetuadas aos dois chassis, bem como a evolução do ângulo de rotação em função da direção longitudinal do chassis. Estes gráficos oferecem informação acerca da evolução da rigidez torsional ao longo das secções transversais do chassis, podendo assim ser bastante úteis na otimização da mesma.

2.8.1 Determinação da rigidez torsional do chassis projetado pelas regras gerais

A rigidez torsional pode ser dada pela equação:

$$Rigidez\ torsional = \frac{Momento\ torsor\ aplicado\ (1kN.m)}{\hat{a}ngulo\ de\ tor\c{c}ao\ m\acute{a}ximo} = \frac{M}{\theta} = \frac{JG}{L} \quad (2.5)$$

Na Figura 2.39 apresentam-se resultados da análise à resistência torsional prevendo-se que o chassis tenha uma rigidez torsional de 1126 N.m/º (1000 N.m/0.888º) e uma massa de aproximadamente 29 kg.

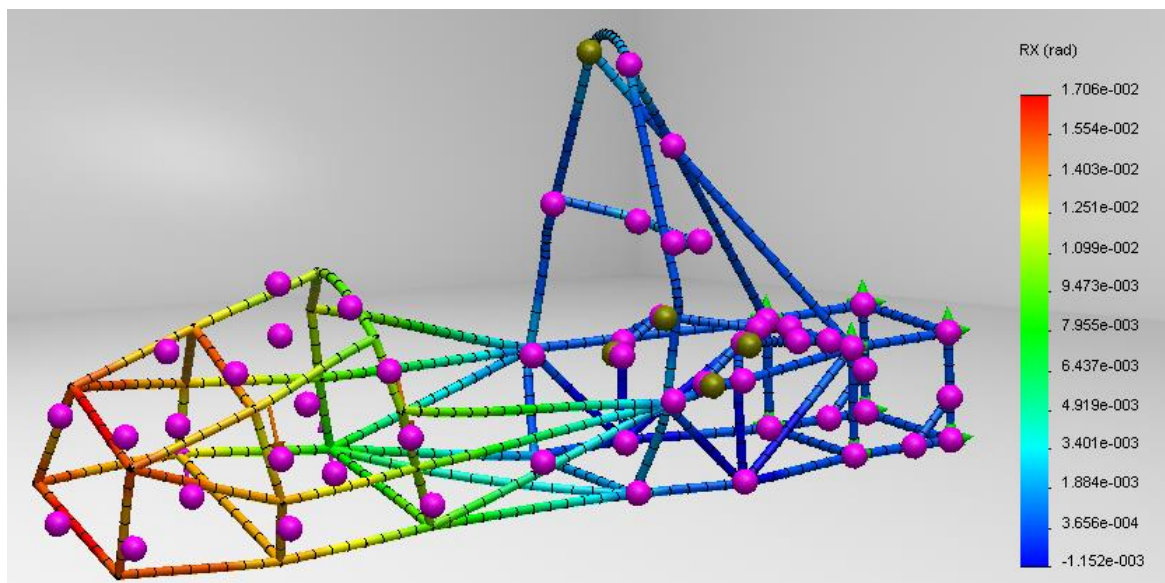


Figura 2.39 - Ângulo torsional com fator de ampliação de 31.

No gráfico 2.1 é apresentada a evolução do ângulo de rotação. O ângulo de rotação induzido pelo momento de torção aplicado foi determinado, em cada seção, no plano base do chassis este é induzido pelo momento de torção aplicado.

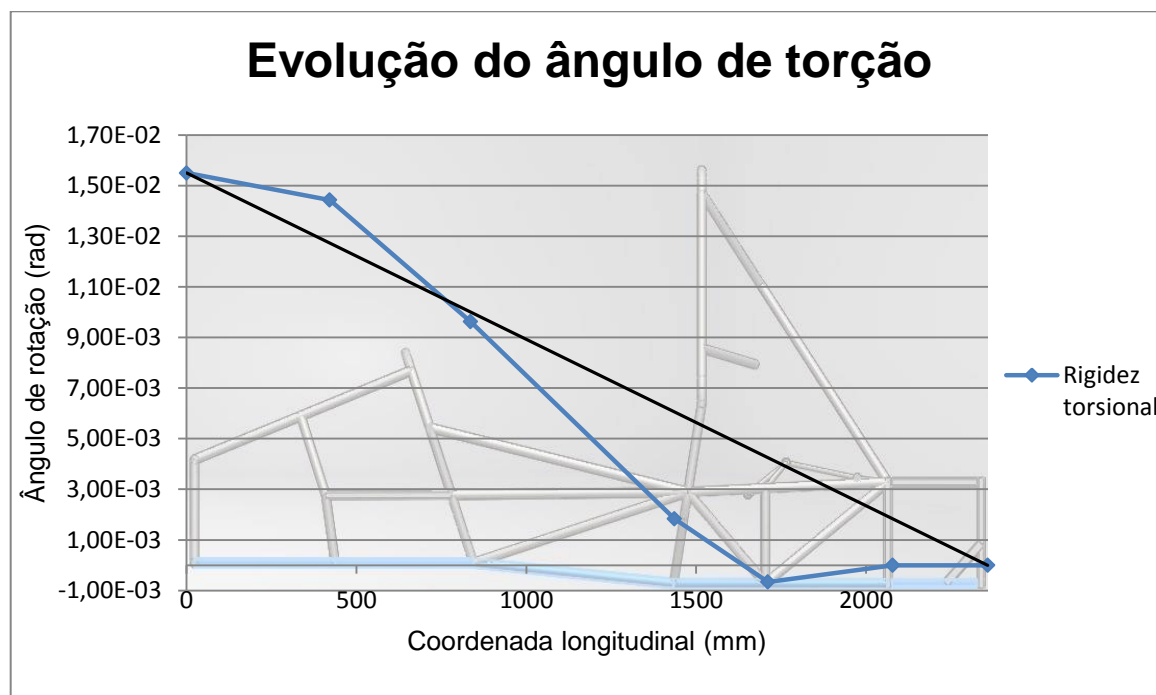


Gráfico 2.1 – Representação da evolução do ângulo de torção do chassis geral quando sujeito ao ensaio de rigidez torsional.

Através da análise do Gráfico 2.1 é possível verificar que a evolução do ângulo de torção não é linear, o que sugere que a rigidez torsional do chassis não é constante ao longo da sua coordenada longitudinal, afastando-se assim da situação ideal; também é possível determinar as zonas de menor rigidez, correspondendo estas às seções onde os segmentos de reta que têm maior declive, representados no Gráfico 2.1.

2.8.2 Determinação da rigidez torsional do chassis projetado pelas regras alternativas

Na Figura 2.40 apresentam-se resultados da análise à resistência torsional prevendo-se que o chassis tenha uma rigidez torsional de 4167 N.m/º (1000 N.m/0.24º) e uma massa de aproximadamente 40 kg.

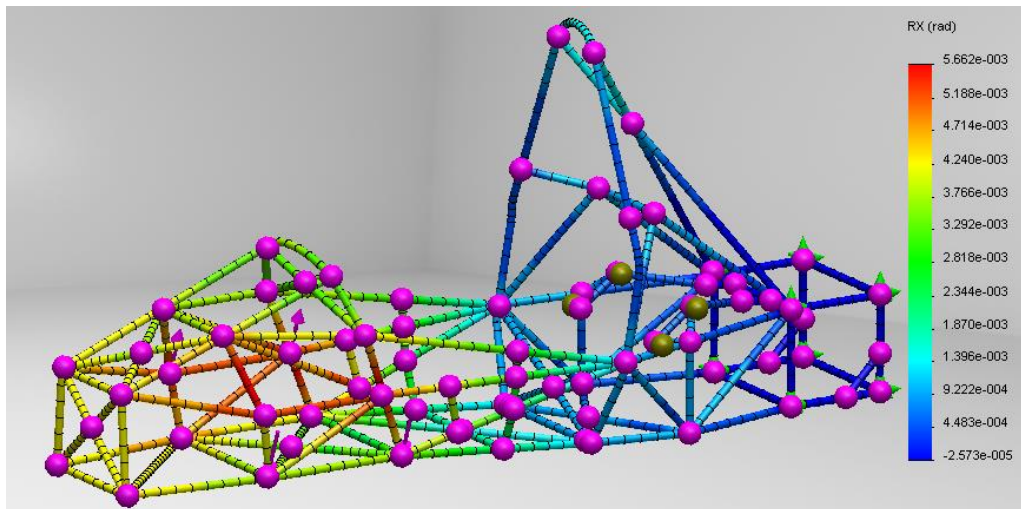


Figura 2.40 - Deformação torsional do chassis regras alternativa.

No gráfico 2.2 é apresentada a evolução do ângulo de rotação. O ângulo de rotação induzido pelo momento de torção aplicado foi determinado, em cada seção, no plano base do chassis este é induzido pelo momento de torção aplicado.

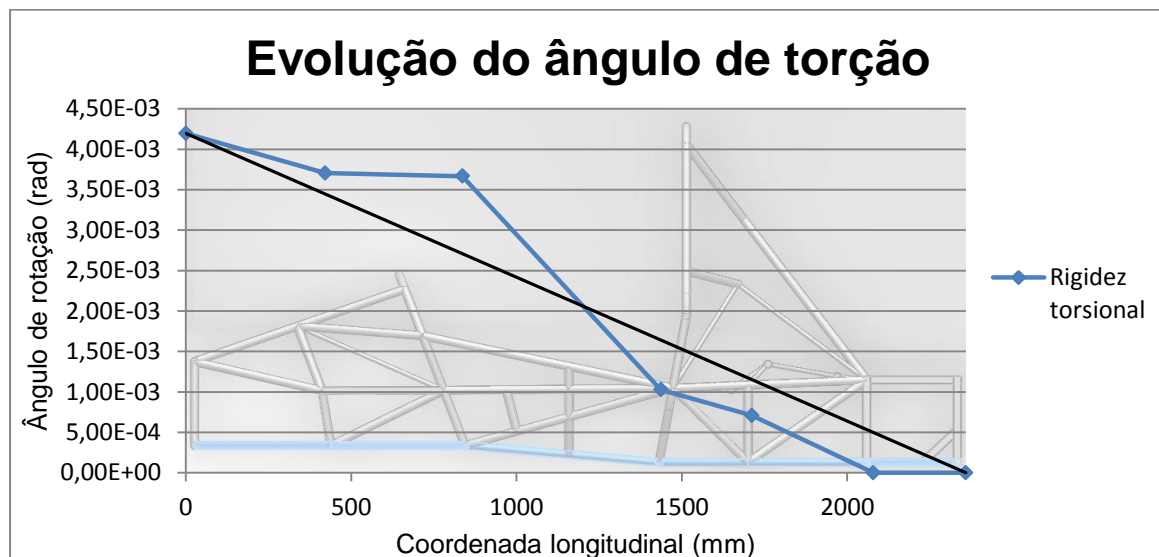


Gráfico 2.2 - Representação da evolução do ângulo de torção do chassis geral quando sujeito ao ensaio de rigidez torsional.

Através da análise do Gráfico 2.2 é possível verificar que a evolução do ângulo de torção também tem um comportamento não é linear, o que sugere que a rigidez torsional do chassis não é constante ao longo da sua coordenada longitudinal afastando-se assim da situação ideal.

2.9 Conclusões do projeto de chassis

Tendo como objetivo o melhoramento das soluções apresentadas em (Pinheiro, 2009), em ambas as soluções apresentadas neste documento existe uma otimização efetiva em termos de massa do chassis, podendo esta variar entre 40 kg e 100 kg aproximadamente. No entanto, constata-se que as regras da competição sofreram bastantes alterações desde o ano de 2009, pelo que uma comparação direta entre as soluções não é viável.

Comparando as duas soluções apresentadas, a solução do chassis pelas regras alternativas sofreu um aumento de massa de 31% relativamente à solução pelas regras gerais, mas a sua rigidez torsional é 270% superior. No entanto, devido ao chassis alternativo ser construído na liga AISI 4130, este necessita de tratamento térmico, após soldadura, a fim de restabelecer as suas propriedades mecânicas (Smith, 1984).

3. Projeto do sistema de travagem

Este capítulo destina-se à apresentação do projeto do sistema de travagem, abordando todos os aspetos do seu processo de conceção e projeto.

3.1 Introdução

O sistema de travagem trata-se de um conjunto de componentes cuja principal função é abrandar ou imobilizar o veículo. Em alguns veículos, durante a travagem, a energia cinética é convertida em energia elétrica, armazenada em baterias, para ser utilizada novamente. No entanto, estes sistemas têm um custo elevado e provocam um acréscimo na massa do veículo. Os sistemas de travagem mais comuns são os de fricção, em que a energia cinética que o veículo possui é transformada em energia térmica dissipada. Neste tipo de sistemas, numa situação de carga térmica excessiva, poderá ocorrer desgaste excessivo na superfície de fricção, que podem levar à perda da capacidade de fricção o que conduz a ineficiência do sistema (Chi 2008). O correto dimensionamento destes componentes deverá precaver estas situações.

O veículo está em contacto com o asfalto por forças geradas pela interface pneu/asfalto; consequentemente, mesmo um sistema de travagem ideal não conseguiria utilizar mais tração do que a gerada pela interface (Smith 1978). A importância do pneu torna-se evidente, pois este é a única ligação entre o carro e o asfalto e o pneu deverá ter a capacidade de suportar as forças laterais a que o carro está sujeito numa curva, assim como as forças de aceleração e de travagem. A Figura 3.1 ilustra a

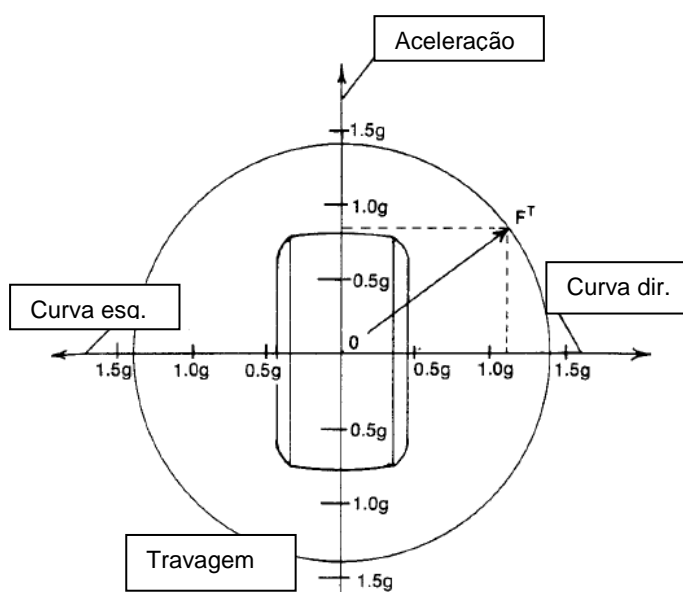


Figura 3.1 – Capacidade do pneu em suportar forças de tração (adaptado de Smith, 1978).

capacidade do pneu em conjugar as forças longitudinais com as forças laterais, sendo que o círculo representa o limite do pneu em gerar forças de tração.

Relembrando a forma de cálculo do coeficiente de atrito, obtida pelo quociente entre a força normal à superfície e a força de atrito, é geralmente considerado que não

existe proporcionalidade entre a área de contacto e a força de atrito. No entanto, segundo (Gillespie,1992), quando se considera um pneu de borracha esse conceito deixa de ser válido devido ao comportamento viscoelástico da borracha quando é aplicada tração, pois nessa situação ocorrem deformações elásticas e plásticas nas partículas elementares da borracha. Este tipo de comportamento também explica o facto de o coeficiente de atrito do pneu ser dependente da carga exercida. Este fenómeno está bastante presente em todo o tipo de desportos motorizados, mas principalmente nas corridas de arranques (*drag race*) onde conjugando fatores como a temperatura do pneu, qualidade do asfalto, humidade etc, é possível verificar que o coeficiente de atrito poderá chegar ao valor 4 (Gillespie, 1992).

Para o tipo de veículo em estudo considerou-se um coeficiente de atrito máximo a variar entre 1,6 e 0,6, entre as condições mais favoráveis e desfavoráveis, respetivamente. Esta gama de valores foi obtida a partir da análise de valores típicos do tipo de pneus usados no veículo (Figura 3.2).

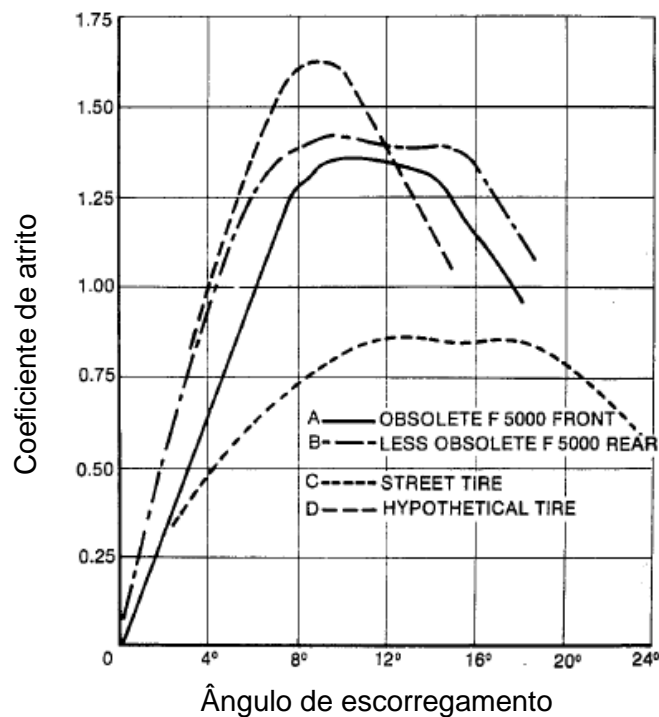


Figura 3.2 – Valores típicos de coeficiente de atrito em função do ângulo de escorregamento (adaptado de Smith, 1978).

3.2 Constituintes do sistema de travagem

O sistema de travagem é composto por quatro subconjuntos de componentes, nomeadamente: fontes de energia, sistema de aplicação da força, sistema de transmissão de energia e sistema de freios.

3.2.1 Fontes de energia

Deste subconjunto fazem parte todos os componentes que produzem, armazenam, ou que tornam disponível a energia necessária para o processo de travagem do veículo. Neste projeto, a fonte de energia refere-se ao pé do piloto e ao pedal de travão:

- Pedal de travão – este componente será produzido numa liga de alumínio, através de maquinagem, e será dimensionado de forma a reduzir o seu peso, respeitando as regras da competição. Pode ver-se um exemplo deste componente na Figura 3.3.



Figura 3.3 – Exemplo de pedal de travão e barra de balanço (fonte: wilwood).

3.2.2 Sistema de aplicação da força

Deste sistema fazem parte os componentes usados para transmitir a intensidade da força de travagem. Neste projeto fazem parte deste conjunto:

- Cilindro-mestre – trata-se de um componente do sistema por atuação hidráulica; é neste componente que é formada a pressão do circuito hidráulico. Este projeto será constituído por dois cilindros-mestre, um que atua no eixo dianteiro e outro que atua no eixo traseiro. Os tipos de cilindros hidráulicos podem ser determinados segundo o tipo de atuação e se têm ou não integrado um reservatório de líquido hidráulico, podendo a atuação ser feita por *pull* ou *push*. A Figura 3.5 trata de um exemplo deste tipo de componente.

- Barra de balanço – trata-se de um componente que permite a afinação do sistema de travagem, para que o veículo se possa adaptar as condições do piso, permitindo que com a mesma força aplicada de *input* no pedal de travão, os circuitos hidráulicos do eixo frontal e do eixo traseiro possam ter pressões de funcionamento diferentes. A Figura 3.4 trata de um exemplo deste tipo de componente.

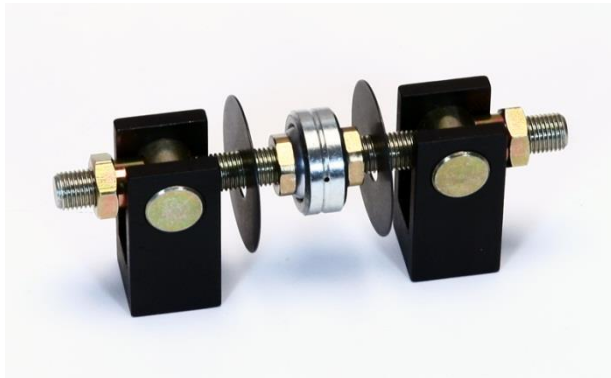


Figura 3.4 – Exemplo de barra de balanço (fonte: wilwood).



Figura 3.5 – Exemplo de cilindro-mestre com atuação *push* e sem reservatório integrado (fonte: wilwood).

3.2.3 Sistema de transmissão de energia

Deste sistema fazem parte os componentes pelos quais é atravessada a energia necessária ao processo de travagem. Neste projeto fazem parte deste conjunto:

- Tubos – Estes podem ser flexíveis ou rígidos, dependendo da pressão e temperaturas de funcionamento do fluido hidráulico.
- Fluido hidráulico – O fluido de travão é um tipo de fluido hidráulico utilizado em sistemas de travão e embraiagens. Este é utilizado para transferir força, pode ser considerado como um fluido incompressível e encontra-se dividido em categorias, dependendo da temperatura de ebulição. Estes fluidos absorvem a humidade que se encontra no ar, sendo que quanto mais humidade o fluido tiver absorvido menor será a sua temperatura de ebulição. Existem três categorias principais para este fluido, definidas pela SAE, que são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Características do fluido hidráulico (fonte: stoptech).

Categoria	Temperatura mínima de ebulição com 0% de H ₂ O (°K)	Temperatura mínima de ebulição com 3.7% de H ₂ O (°K)
DOT3	478	413
DOT4	503	428
DOT5	533	453

3.2.4 Sistema de freios

Trata-se dos componentes que geram as forças que vão opor-se ao movimento do veículo. Existem vários tipos de sistemas de freios; no entanto, de acordo com as regras da competição, apenas os travões de disco e os travões de tambor serão considerados, sendo estes últimos excluídos pois apresentam desvantagens relevantes em relação aos travões de disco, nomeadamente:

- A perda de eficácia na travagem ocorre para uma gama de temperaturas de 673°K a 700°K, quando comparado com o travão de disco cuja perda de eficácia ocorre na gama de temperaturas compreendida entre 1073°K a 1173°K (Limpert, 1992).
- Não exibe um comportamento linear entre o momento de travagem criado na superfície de contacto e o coeficiente de atrito, pelo que dificulta a afinação do sistema de travagem.

Os constituintes de um sistema de freios utilizando travões de disco são:

- Discos de travão - Estes podem ser sólidos ou ventilados, com ou sem ranhuras, com ou sem furos. A Figura 3.6 ilustra um exemplo.
- Maxilas de travão – Estas podem ter um ou mais pistões e são escolhidas em função do disco utilizado. É neste componente que são aplicadas as pastilhas de travão, as quais são responsáveis pela criação de atrito na superfície de atrito do disco de travão. A Figura 3.7 ilustra um exemplo.



Figura 3.6 – Exemplo de disco de travão sólido e perfurado (fonte: wilwood).



Figura 3.7 – Exemplo de maxila de travão (fonte: wilwood).

3.2.4.1 Tipos de discos de travão

Os discos de travão podem ser divididos em discos sólidos e discos ventilados, sendo os discos sólidos mais baratos de produzir e os discos ventilados mais eficazes na dissipação do calor acumulado no processo de travagem, o que melhora a sua eficácia. A aplicação de cada tipo de disco de travão está dependente do tipo de veículo e das condições a que o mesmo está sujeito no processo de travagem. Estes tipos de travões de disco podem ter diferentes superfícies de atrito, sendo que podem ser simples, perfurados, ranhurados ou ranhurados e perfurados. Os discos perfurados permitem melhorar o coeficiente de convecção do disco e permitir o correto funcionamento do sistema de travagem a altas temperaturas, pois proporcionam escapatória aos gases formados na interface disco/pastilha; no entanto, a perfuração dos discos tende a fragilizar o disco devido à inserção de vários orifícios com elevado fator de concentração de tensões associado, pelo pode ocorrer o aparecimento de pequenas fissuras junto às perfurações. Os discos ranhurados permitem escapatória aos gases formados na interface disco/pastilha sem fragilizar o disco tanto como as perfurações, no entanto esta configuração aumenta o desgaste das pastilhas de travão. Os discos perfurados e ranhurados permitem juntar as características dos dois tipos proporcionando um equilíbrio razoável entre os dois tipos (Limpert, 1992).



Figura 3.8 – Exemplo de disco sólido
(fonte: wilwood).



Figura 3.9 - Exemplo de disco ventilado
(fonte: wilwood).



Figura 3.10 – Exemplo de disco ventilado perfurado, ventilado ranhurado e ventilado perfurado e ranhurado
(fonte: wilwood).

3.3 Processo de dimensionamento

Nesta secção irá ser apresentado o método de dimensionamento para o sistema de travagem. O dimensionamento dos componentes foi conseguido procurando um ponto de equilíbrio entre a eficiência dos mesmos e o impacto que estes têm no orçamento do projeto. A proposta para o sistema de travagem é constituída por um sistema hidráulico, que transmite energia a três discos de travão, sendo que dois atuam no eixo frontal e um no eixo traseiro. Com o objetivo de ter um bom controlo da intensidade de travagem entre os dois eixos, são também aplicados dois cilindros principais de travão, um para cada eixo do veículo, e uma barra de balanço.

3.3.1 Dimensionamento do sistema mecânico de transmissão de força

O sistema hidráulico escolhido trata-se de um sistema manual em que apenas é utilizado o esforço do piloto para pressionar a pastilha de travão contra o disco, sendo que nenhuma energia extra é adicionada para realizar o processo de travagem. Este tipo de sistema é o que apresenta menos componentes e, por consequência, custos reduzidos, boa fiabilidade e baixa manutenção, sendo por isso bastante utilizado em veículos pequenos e de massa reduzida. Este sistema deve ser dimensionado, de modo a que a força que o piloto deve aplicar não exceda 445 N (Limpert, 1992). Ao ser aplicada uma força no pedal do travão, esta é transmitida à barra de balanço, que de acordo com a sua afinação distribui a força para as rótulas dos cilindros principais conforme pretendido. A força ao ser transferida para os cilindros principais, gera pressão no fluido hidráulico.

O pedal do travão é dimensionado para produzir um ganho ou uma vantagem mecânica na força transferida, pois o deslocamento do pedal na zona onde é aplicada a força é superior ao deslocamento que os cilindros principais sofrem (Figura 3.11).

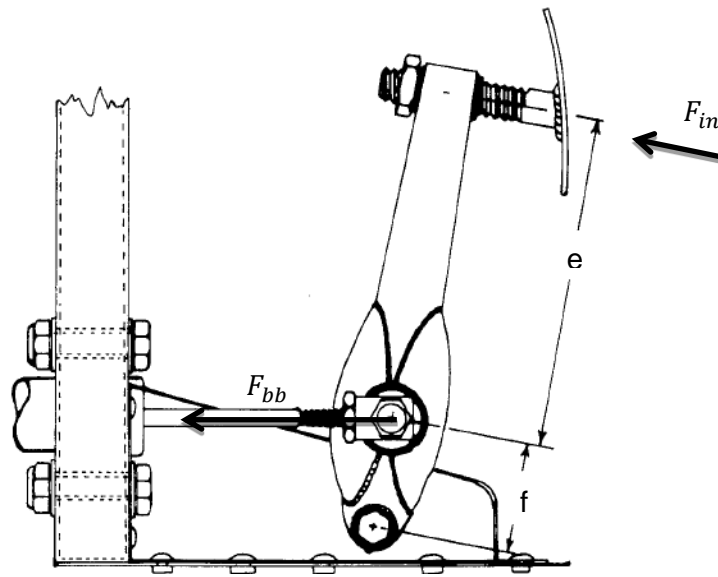


Figura 3.11 – Exemplo de conjunto pedal de travão e barra de balanço aplicado em sistema hidráulico manual (adaptado de Smith, 1978).

O ganho mecânico devido ao conjunto do pedal de travão pode ser obtido considerando a razão entre a força transmitida aos cilindros principais e a força imposta pelo piloto. Efetuando um somatório de momentos em relação à ligação do pedal com o seu apoio resulta a equação 3.1:

$$G_m = \frac{F_{bb}}{F_{in}} = \frac{e + f}{f} \quad (3.1)$$

3.3.2 Dimensionamento do sistema hidráulico de transmissão de força

O diâmetro dos cilindros principais e dos cilindros das maxilas também são escolhidos de forma a produzirem uma vantagem mecânica. Isto acontece quando a área da secção transversal dos cilindros das maxilas é superior à área da secção transversal dos pistões dos cilindros principais, resultando num ganho devido ao uso de um sistema hidráulico, podendo este ser definido como ganho hidráulico através da equação 3.2. A Figura 3.12 e 3.13 exemplificam o funcionamento do cilindro mestre e da maxila de travão.

$$G_h = \frac{F_{cilind.maxila}}{F_{pistão.mestre}} = \frac{A_{cilind.maxila} \times n_{cilindros}}{A_{pistão.mestre}} \quad (3.2)$$

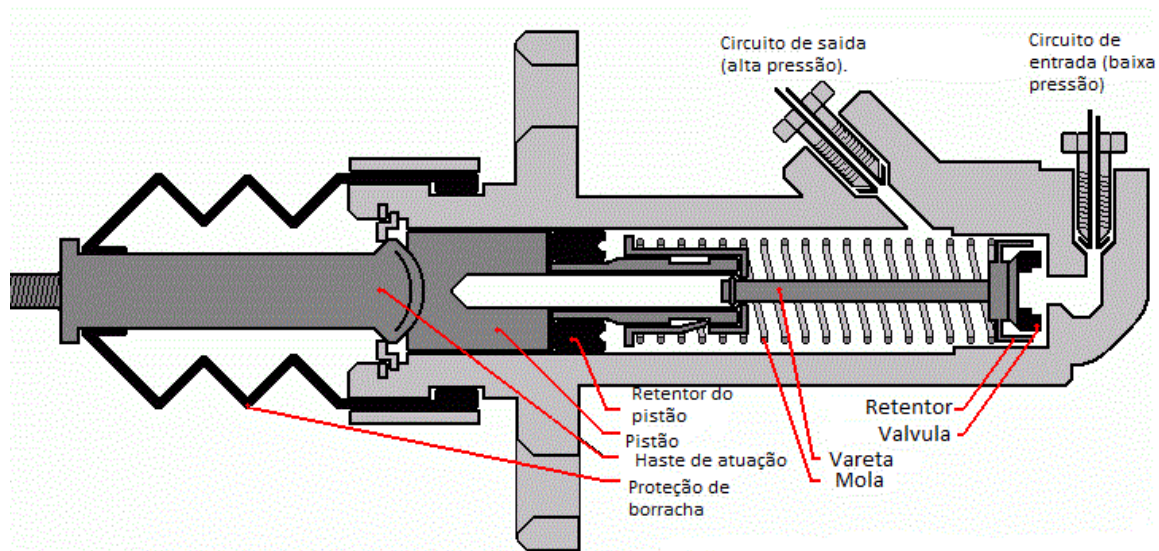


Figura 3.12 – Representação de um cilindro mestre (adaptado de fonte: Rrsilvershadow).

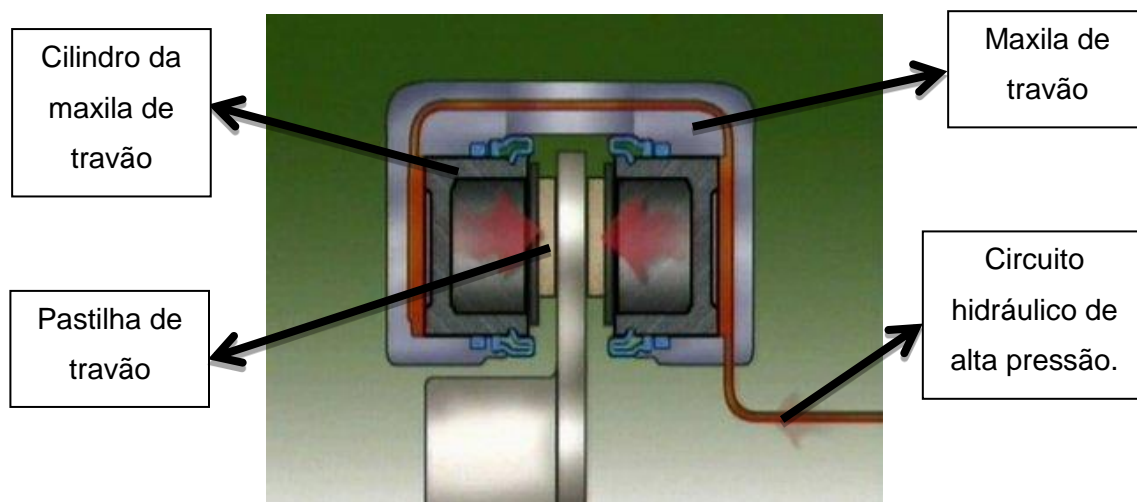


Figura 3.13 – Representação da maxila de travão (adaptado de fonte: Cdxetextbook)

3.3.3 Ajuste da barra de balanço

Como referido, a barra de balanço trata-se de um componente que permite regular a distribuição da força de travagem entre os dois circuitos hidráulicos instalados no veículo, nomeadamente os circuitos que permitem a travagem das rodas dianteiras e traseiras. A Figura 3.14 representa a barra de balanço com a instalação das ligações aos cilindros principais.

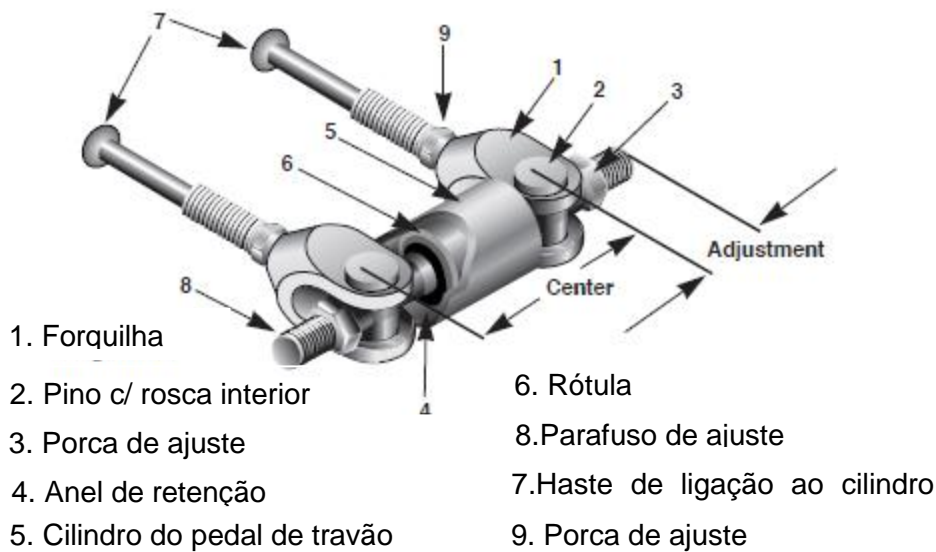


Figura 3.14 – Exemplo de barra de balanço (fonte: tiltonracing).

Neste tipo de arranjo o posicionamento da rótula (Peça nº 6) é determinado pela afinação das porcas de ajuste que atuam no parafuso de ajuste.

Pode então definir-se o coeficiente de ajuste da barra de balanço, $A_{bb, \text{frontal}}$, como a razão entre a força aplicada no cilindro hidráulico do sistema dianteiro e a força aplicada na barra de balanço, que se encontra descrita na equação 3.3 com auxílio da figura 3.15.

$$A_{bb, \text{frontal}} = \frac{F_{\text{pistão.mestre.f}}}{F_{\text{pistão.mestre.f}} + F_{\text{pistão.mestre.t}}} = \frac{y}{y + z} \quad (3.3)$$

A afinação da barra de balanço do eixo traseiro é dada pela equação 3.4.

$$A_{bb, \text{traseiro}} = \frac{F_{\text{pistão.mestre.t}}}{F_{bb}} = \frac{z}{y + z} = 1 - A_{bb, \text{frontal}} \quad (3.4)$$

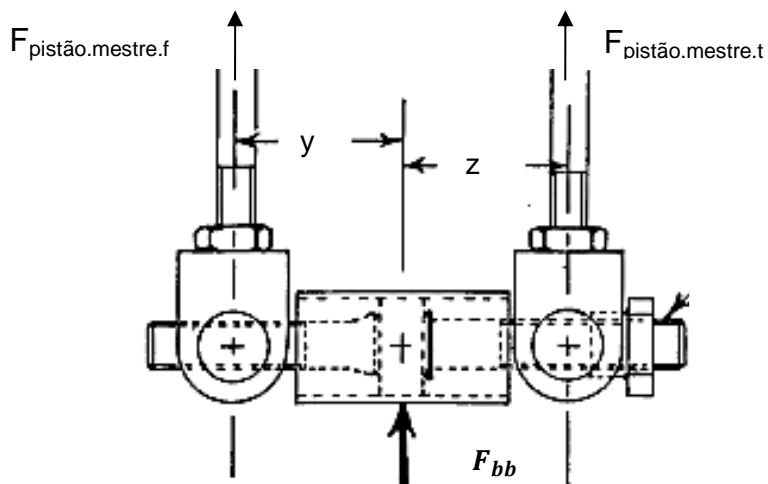


Figura 3.15 – Definições de medidas para a barra de balanço (adaptado de Smith, 1978).

3.3.4 Análise do momento de travagem

Este estudo do momento de travagem assume comportamento linear entre o momento de travagem e o coeficiente de atrito das pastilhas com o disco (Limpert, 1992). O conceito de fator de travagem, FT, define um coeficiente adimensional dado pela razão entre a força de travagem entre o pneu e o asfalto e a força total aplicada na superfície de atrito entre a pastilha de travão e o disco (Figura 3.16). O fator de travagem FT pode ser definido para cada eixo do veículo e dado pela equação 3.5 (Limpert, 1992).

$$FT = \frac{F_{t_{eixo}}}{F_{cil.maxila.eixo}} = \frac{r}{R} \times \mu_{pastilha} \quad (3.5)$$

A figura 3.16 representa o equilíbrio de momentos entre as forças de atrito geradas a quando da atuação do sistema de travagem. Aplicada na interface disco/pastilha temos a força de atrito gerada devido á atuação da maxila de travão, F_{maxila} , como se trata de uma simplificação esta é aplicada a uma distância do eixo de rotação igual ao raio efetivo, r , da pastilha de travão. Aplicada na interface asfalto/pneu temos a força de travagem do eixo, FT_{eixo} , aplicada a uma distância do eixo de rotação igual ao raio da roda, R .

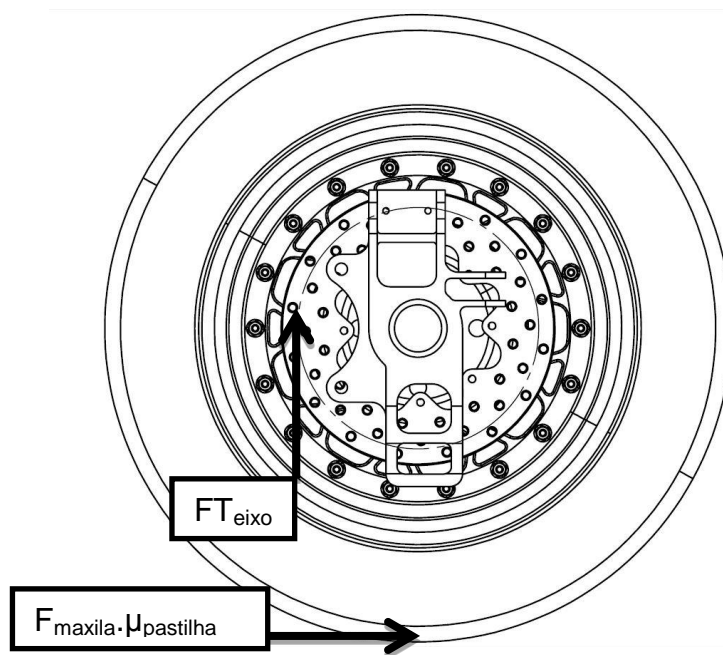


Figura 3.16 – Representação do fator de travagem.

Onde o raio efetivo, r , pode ser determinado considerando que a pressão é uniforme entre a pastilha e o disco de travão (equação 3.6) (Limpert, 1992).

$$r = \frac{2 \cdot (r_e^3 - r_i^3)}{3 \cdot (r_e^2 - r_i^2)} \quad (3.6)$$

3.3.5 Ganho global do sistema de travagem

Com a definição dos parâmetros do sistema de travagem apresentados anteriormente, (G_m, FT, G_h, A_{bb}) , podemos definir o ganho global do sistema de travagem para cada eixo, $G_{global.eixo}$, sendo este definido pela razão entre a força de travagem do veículo e a força atuada pelo piloto. O ganho global de cada eixo pode ser definido pela equação 3.7.

$$G_{global.eixo} = \frac{F_{actuante\ no\ eixo}}{F_{pedal}} = FT \times G_m \times G_h \times A_{b.b.eixo} \quad (3.7)$$

Devido ao facto do veículo possuir dois sistemas hidráulicos distintos para cada eixo, existirão dois valores para o ganho global, $G_{global.frontal}$ e $G_{global.traseiro}$. ($G_g = G_{global.frontal} + G_{global.traseiro}$).

Este conceito torna-se bastante útil para a determinação do esforço necessário do piloto para a atuação do sistema de travagem, é importante que o sistema de travagem possibilite uma fácil e controlada atuação ao piloto, permitindo assim ao piloto a utilização do máximo de tração possível no processo de travagem.

3.4 Análise do comportamento dinâmico

Quando o sistema de travagem é atuado com o intuito de reduzir a velocidade do veículo, uma força de inércia é criada formando um par ação-reação com a força que provoca a desaceleração. A força de inércia é aplicada no centro de massa do veículo, criando assim um momento, momento esse que altera as forças normais aplicadas na superfície do pneu. É então necessário encontrar a relação entre a desaceleração aplicada no veículo e as forças normais aplicadas na superfície de contacto do pneu com o asfalto, com o fim de encontrar a distribuição da força de travagem. Nesta análise considerou-se que:

- A travagem é realizada num plano horizontal.
- Não existem movimentos na suspensão (o veículo não tem movimento segundo a direção vertical).
- O diâmetro dos pneus permanece constante.
- A inércia dos pneus e componentes em rotação é desprezável.
- Não existem efeitos aerodinâmicos.
- A travagem efetuada pelo motor é desprezável.

3.4.1 Análise dinâmica da distribuição de peso

Considerando o veículo animado com uma velocidade V , quando se aplica uma desaceleração de travagem a_T , a Figura 3.17 apresenta os dados geométricos necessários à análise.

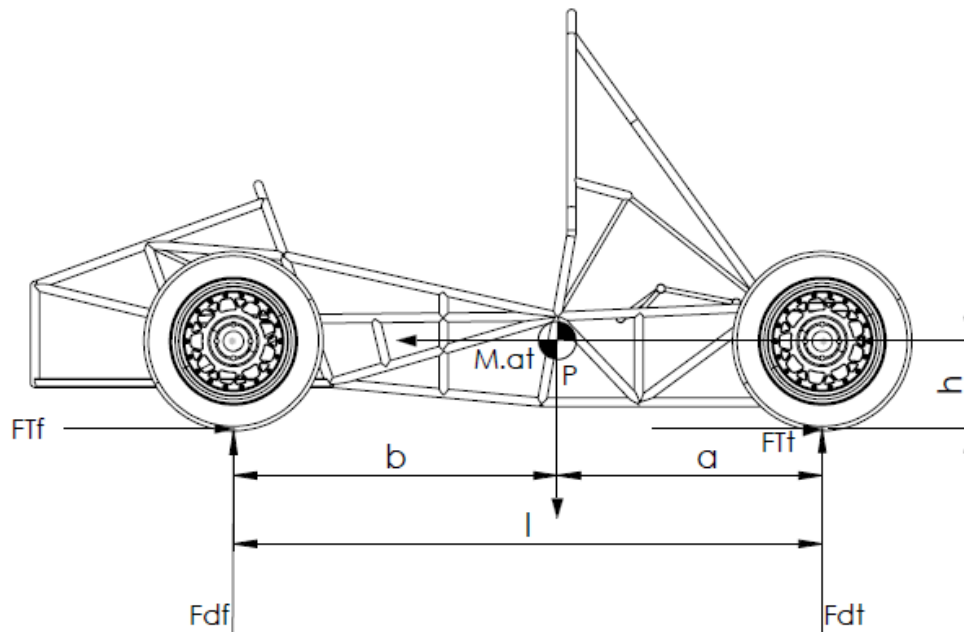


Figura 3.17 – Dados geométricos do veículo

Onde:

- $L = 1700$ mm (distância entre eixos).
- $a = 713,3$ mm (distância do centro de massa ao eixo traseiro).
- $b = 986,7$ mm (distância do centro de massa ao eixo dianteiro).
- $h = 236,8$ mm (distância entre o centro de massa e o asfalto).
- $M = 300$ kg (massa expectável do veículo).

Fazendo um somatório de momentos em relação ao ponto de contacto entre o solo e o pneu dianteiro obtém-se:

$$Fd_t = P(C_{dp} - D_a \times H_d) \quad (3.7)$$

De forma análoga, mas agora em relação ao eixo traseiro:

$$Fd_f = P(1 - C_p + D_a \times H_d) \quad (3.8)$$

Em que:

- $D_a = \frac{a_T}{g}$ (desaceleração adimensional)
- $C_p = \frac{b}{L}$ (coeficiente de distribuição de peso)
- $H_d = \frac{h}{L}$ (altura dinâmica)
- Considerando $g = 9.81\text{m/s}^2$

Pode-se chegar à determinação da evolução das forças dinâmicas atuantes em cada eixo em função da desaceleração aplicada ao veículo, utilizando para isso as equações 3.7 e 3.8.

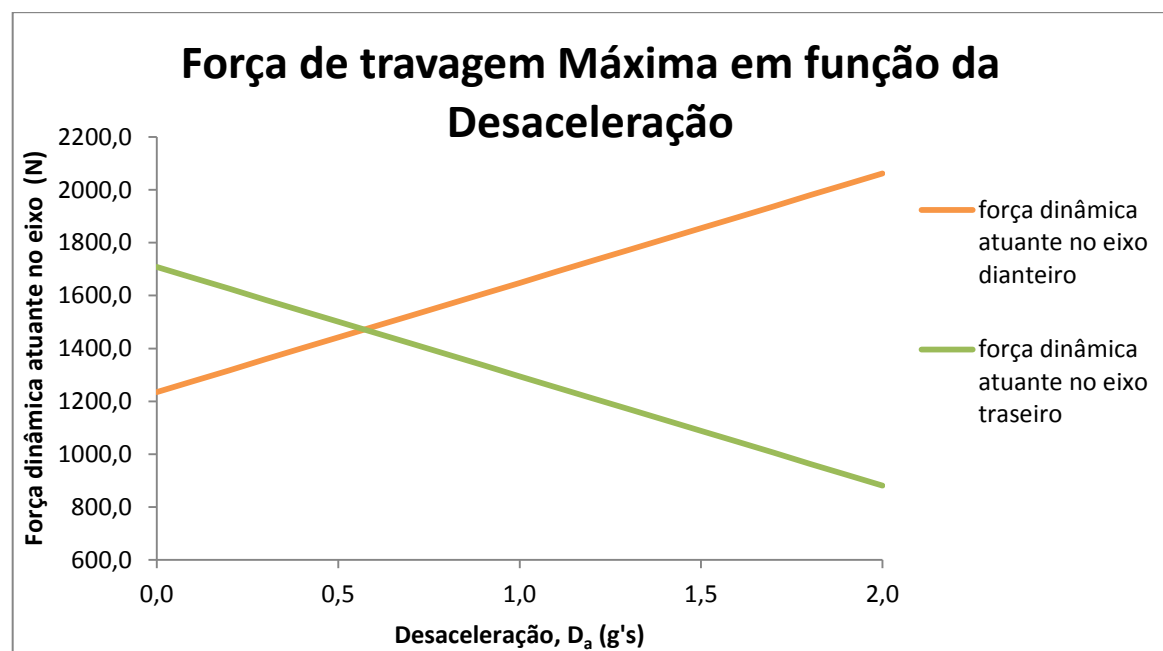


Gráfico 3.1 – Distribuição de forças dinâmicas pelos eixos do veículo.

3.4.2 Análise da força de travagem

Como apresentado em cima, as forças de travagem são geradas devido ao atrito existente entre o contacto pneu/asfalto. Desta forma pode relacionar a força de travagem no eixo com a força derivada da transferência de carga através do coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto (equação 3.9).

$$\mu = \frac{Ft_{eixo}}{Fd_{eixo}} \quad (3.9)$$

Desta forma, as equações (3.10 e 3.11) descrevem a força de travagem máxima em função da desaceleração do veículo, conjugando a equação 3.9 com as equações 3.7 e 3.8.

$$FTf = \mu \times P(1 - C_{dp} + D_a \times H_d) \quad (3.10)$$

$$FTt = \mu \times P(C_{dp} - D_a \times H_d) \quad (3.11)$$

Considerando a condição ótima em que a força de travagem gerada nas quatro rodas do veículo corresponde à tração máxima que o mesmo poderá gerar, estamos em condições de afirmar que a desaceleração adimensional do veículo é igual ao coeficiente de atrito máximo.

$$\begin{aligned} \mu \cdot F_d = M \cdot at &\leftrightarrow \mu \cdot F_d = P \frac{at}{g} \leftrightarrow \mu = \frac{at}{g} \leftrightarrow D_a = \mu_{max} \\ D_a &= \mu_{max} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Pode agora escrever-se a força de travagem ótima em função da desaceleração do veículo (equações 3.13 e 3.14).

$$FTf_{opt} = D_a \times P(1 - C_{dp} + D_a \times H_d) \quad (3.13)$$

$$FTt_{opt} = D_a \times P(C_{dp} - D_a \times H_d) \quad (3.14)$$

Analisando as equações 3.13 e 3.14 nota-se um comportamento quadrático das mesmas em relação a desaceleração do veículo. No Gráfico 3.2 apresenta-se a parábola das mesmas equações paramétricas. A partir desta análise é possível determinar uma gama de valores para a qual o sistema se deve ajustar.

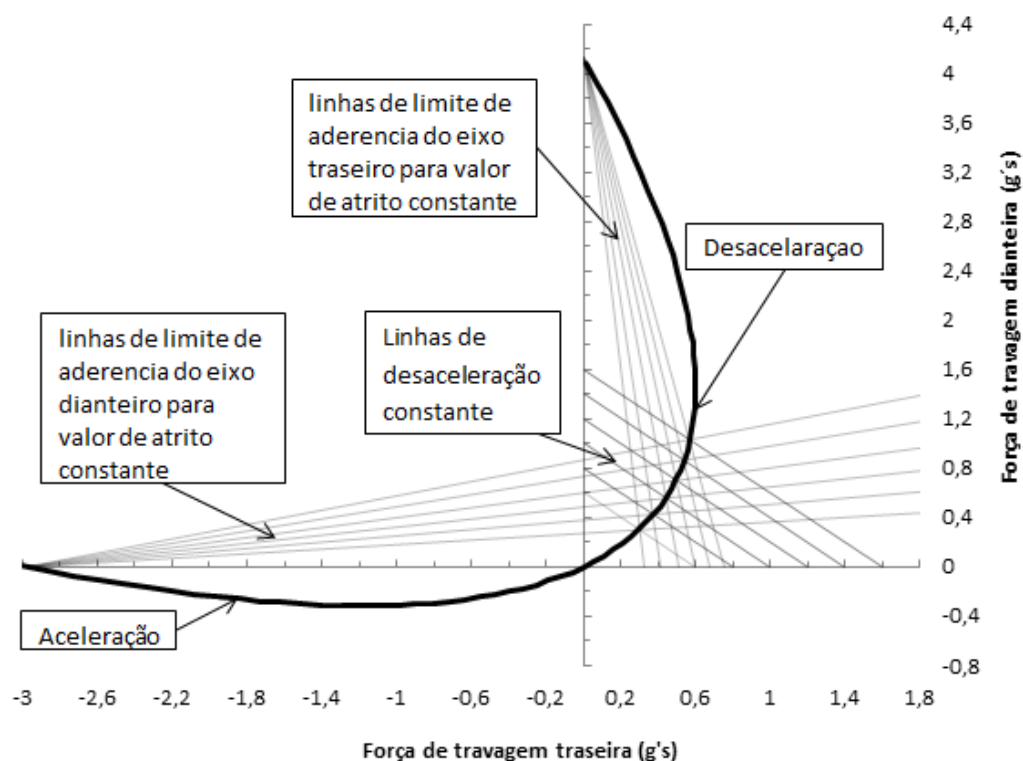


Gráfico 3.2 – Parábola de distribuição de força de travagem máxima do veículo.

A partir do Gráfico 3.2 é possível obter o valor da travagem ótima para cada eixo do veículo, em função da aceleração que lhe é imposta. Os valores do primeiro quadrante representam o processo de travagem onde as forças de travagem atuam e o terceiro quadrante representa o processo de aceleração do veículo onde atuam as forças de tração, tendo estas valor negativo pois têm a mesma direção mas sentido oposto às forças de travagem. A partir do gráfico 3.2 será construído o gráfico 3.3, que permite determinar a gama de valores de interesse para dimensionar o sistema de travagem.

3.4.3 Avaliação do comportamento dinâmico

Com o objetivo de utilizar o máximo de tração disponibilizada pelos pneus do veículo para o abrandar, a relação entre a intensidade da força de travagem de cada eixo não deverá ser constante, pois estas variam com o tipo de pneu e as condições do asfalto (figura 3.2, com coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto a variar entre 0.6 e 1.6).

Através da afinação da barra de balanço é possível variar a relação entre a intensidade das forças de travagem aplicáveis. O gráfico 3.3 permite determinar a gama de valores para os quais é necessário garantir afinação (linha sólida a negrito do 1º quadrante do gráfico 3.3).

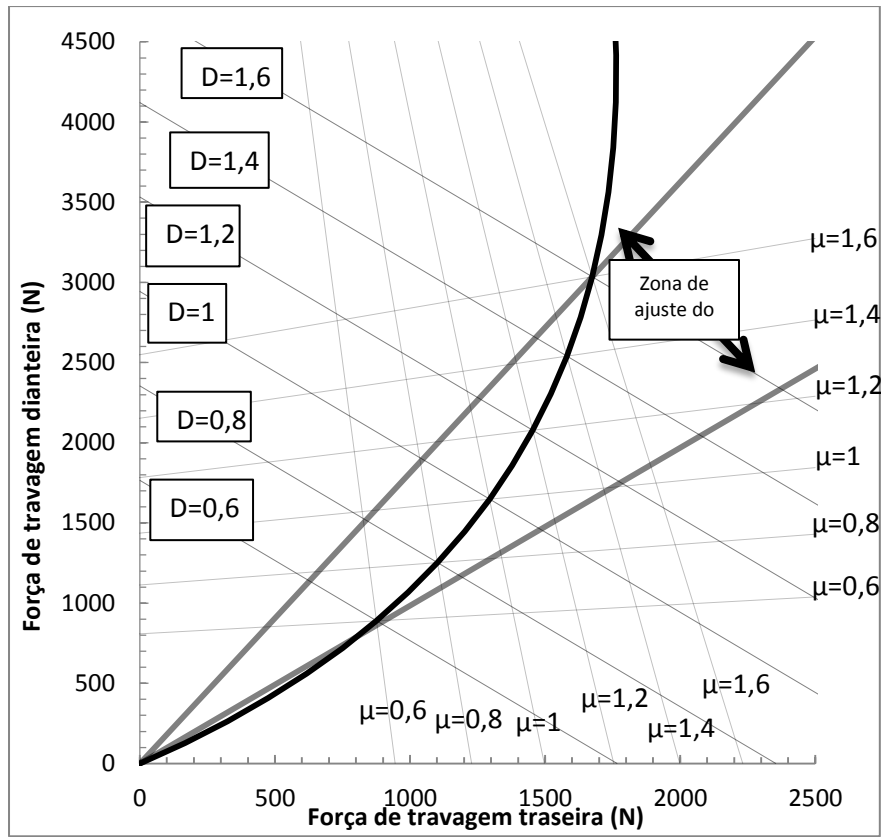


Gráfico 3.3 – Parábola de distribuição de força de travagem ótima para o veículo.

No gráfico 3.3 (equações 3.13 e 3.14) está representada a gama de valores para os quais é considerado o funcionamento normal do veículo; esta será a zona de afinação do sistema de travagem. A razão de travagem, R_t , do eixo frontal ($R_{t, \text{frontal}}$) ou traseiro ($R_{t, \text{traseira}}$), pode ser definida pelas equações 3.15 e 3.16:

$$R_{t, \text{frontal}} = \frac{FTf_{lim}}{FTt_{lim} + FTf_{lim}} \quad (3.15)$$

$$R_{t, \text{traseira}} = \frac{FTt_{lim}}{FTt_{lim} + FTf_{lim}} \quad (3.16)$$

Na tabela 3.2 são apresentados alguns dos valores da força de travagem limite para vários valores de coeficiente de atrito da gama de valores considerada (Gráfico 3.3).

Tabela 3.2 – Força de travagem limite, $F_{t\lim}$, para a gama de coeficiente de atrito considerada.

Valor do coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto	Força de travagem no eixo traseiro (N)	Força de travagem no eixo dianteiro (N)
0,6	876	890
0,8	1102	1253
1	1295	1648
1,2	1454	2077
1,4	1581	2539
1,6	1674	3034

Considerando os dois valores de atrito extremos, nomeadamente 0,6 e 1,6, pode calcular-se a gama de valores da razão de travagem para os quais se pretende verificar o ajustamento mínimo possível da barra de balanço.

$$\begin{cases} \mu = 0.6; FT_{f\lim} = 890N; FT_{t\lim} = 876N \\ \mu = 1.6; FT_{f\lim} = 3034N; FT_{t\lim} = 1674N \end{cases} \therefore 0.503 \leq R_{t,frontal} \leq 0.644$$

No dimensionamento dos componentes do sistema de travagem (Capítulo 3.6), será tido em conta um valor médio de 0,574, para a razão de travagem, verificando, posteriormente se a barra de balanço permite atingir a afinação necessária dos extremos necessários (0.503 e 0.644).

3.5 Análise térmica

Como mencionado anteriormente, o processo de travagem tem como objetivo diminuir a energia cinética do veículo, através do comando do piloto. Nesse processo é gerado atrito entre o disco e a pastilha de travão e, por conseguinte, é gerado calor nessa interface, que irá ser dissipado. Os fatores que influenciam a dissipação de energia vão desde o tempo de travagem, à potência de travagem e ao tempo entre atuações. De facto, o calor gerado pode não ser imediatamente dissipado, pelo que será armazenado no sistema, levando ao seu aumento de temperatura.

Sabe-se que existem limites de temperatura de funcionamento de certos componentes como as pastilhas de travão e o fluido hidráulico. Quando os sistemas se aproximam dessas temperaturas limite, a sua eficácia diminui e este fenómeno é designado por enfraquecimento dos travões (*brake fade*) (Limpert, 1992). Isto acontece por várias razões, por exemplo: as pastilhas de travão contêm resinas que tornam o material compacto, mas em situações de sobreaquecimento do veículo essas resinas começam a vaporizar e a criar uma película de gás entre o disco e a pastilha que resulta numa diminuição do coeficiente de atrito. O excesso de temperatura do fluido hidráulico pode prejudicar o bom funcionamento, pois quando este atinge temperaturas elevadas poderá entrar em ebulição deixando de se comportar como um fluido incompressível.

Prevendo estas situações e com fim ao correto dimensionamento do sistema de travagem, torna-se necessário fazer uma análise térmica do sistema de travagem proposto.

3.5.1 Energia de travagem e potência de travagem

Para um veículo, com massa M , que esteja a diminuir a sua velocidade de V_a para V_d numa superfície plana tem-se:

$$E_c = \frac{M}{2} (V_a^2 - V_d^2) \quad (3.17)$$

Considerando que o processo de travagem ocorre a desaceleração constante pode definir-se a velocidade do veículo em ordem ao tempo como:

$$V(t) = V_0 - a_t \cdot t \quad (3.18)$$

Sabendo que a potência de travagem, P_T , é a derivada em ordem ao tempo da energia cinética e considerando uma travagem completa do veículo tem-se que:

$$P_T = \frac{d}{dt}(E_c) \leftrightarrow P_T = M \cdot a_t (V_0 - a_t \cdot t), \quad V_d = 0 \quad (3.19)$$

Um conceito bastante útil é o de potência de travagem média do processo, uma vez que a definição de potência de travagem apresentada acima revela que esta não é constante. O Gráfico 3.4 apresentado em seguida mostra a diferença entre as duas considerações e a sua equivalência em termos de energia.

$$P_{T.média} = \frac{1}{2} M \cdot a_t \cdot V_i \quad (3.20)$$

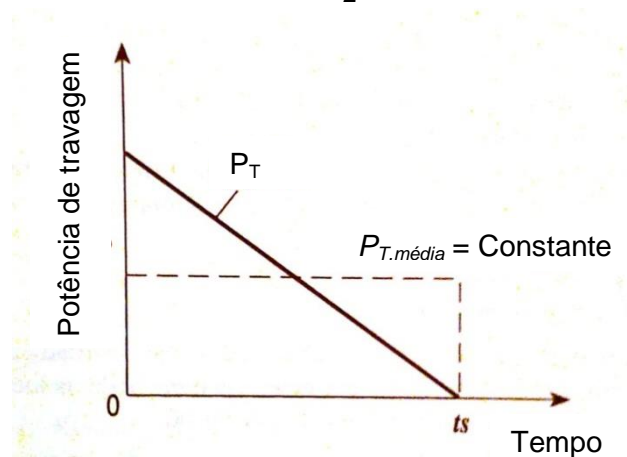


Gráfico 3.4 – Evolução da potência de travagem em função do tempo (adaptado de Limpert, 1992).

3.5.2 Potência de travagem absorvida pelo disco

Na análise da temperatura a que está sujeito o processo de travagem é necessário ter em conta a quantidade de calor gerado que é absorvido pelo disco ou pela pastilha. Esta quantidade de energia absorvida não pode ser determinada com precisão; no entanto, considerando um regime estacionário é admitido que este se distribui com a mesma razão que a resistência térmica dos componentes (Limpert, 1992):

$$\dot{q}_d/\dot{q}_p = \Sigma R_p/\Sigma R_d \quad (3.21)$$

Para travagens de curta duração, a pastilha de travão e o disco de travão podem ser considerados como um sólido semi-infinito. Sabendo que as temperaturas superficiais das faces de atrito são iguais e que todo o calor gerado é absorvido pelas pastilhas de travão e pelo disco, desprezando assim o calor transferido por convecção e radiação, tem-se segundo (Limpert, 1992).

$$\frac{\dot{q}_d}{\dot{q}_p} = \left(\frac{\rho_d \times c_d \times k_d}{\rho_p \times c_p \times k_p} \right)^{1/2} \quad (3.22)$$

Rearranjando a equação 3.22, é possível definir a porção de energia absorvida pelo disco de travão, γ .

$$\gamma = \frac{\dot{q}_d}{\dot{q}_d + \dot{q}_p} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_p \times c_p \times k_p}{\rho_d \times c_d \times k_d} \right)^{1/2}} \quad (3.23)$$

3.5.3 Análise térmica para travagem completa desde a velocidade máxima

A determinação das temperaturas que ocorrem no sistema de travagem requer uma determinação precisa da quantidade de energia envolvida no processo, assim como a forma como esta é transferida. Em uma travagem completa, desde a velocidade máxima e considerando a condição de desaceleração máxima, elevados níveis de potência de travagem são gerados na superfície de atrito do disco. Nestes casos, dependendo da espessura do disco e do material por que este é constituído, o calor poderá não penetrar à mesma velocidade que é gerado, fazendo com que a temperatura não seja uniforme ao longo da espessura do disco. Desta forma, está-se perante uma evolução de temperatura semelhante à Figura 3.18. No entanto, uma vez que a potência de travagem gerada, dada pela equação 3.19, diminui como tempo, verifica-se que a temperatura no final da travagem se torna aproximadamente constante segundo a direção perpendicular à superfície de atrito. Nestas condições é considerado que não existe transferência de calor por convecção e que toda a energia gerada pelo sistema é armazenada no disco durante o processo de travagem. A temperatura no final da travagem é assumida como a máxima que ocorre na superfície, sendo esta dada pela equação 3.24 (Limpert, 1992).

$$\Delta T = \frac{q_0 \times T_t}{\rho_d \times c_d \times v_d} \quad , \quad K \quad (3.24)$$

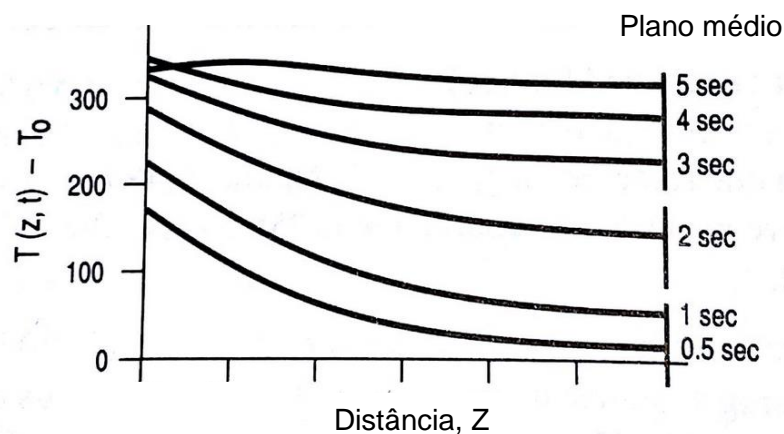


Figura 3.18 – Distribuição da temperatura ao longo do tempo e da espessura do disco (adaptado de Limpert, 1992).

3.5.4 Análise térmica para travagens múltiplas

Nesta secção vamos avaliar o comportamento da temperatura do disco de travão quando submetido a travagem cíclicas, o que equivale à situação mais comum a que este está sujeito, pois o veículo aumenta a sua velocidade nos troços entre curvas, reduzindo-a de modo a descrever a curva seguinte. Como o veículo não se imobiliza na totalidade, como estudado na secção anterior, é expectável que o aumento de temperatura em cada travagem seja inferior. No entanto, por se tratar de um comportamento cíclico, também é expectável que a temperatura imediatamente antes da segunda aplicação seja superior à temperatura inicial e assim sucessivamente, pois o calor trocado por convecção é tipicamente inferior ao gerado na travagem.

A temperatura do disco de travão será estudada através de análises analíticas simples, onde ao sistema é fornecido, sob forma de calor, a potência de travagem e em seguida o sistema troca calor sob forma de convecção por um período de tempo igual ao tempo entre travagens. Este sistema é considerado como um sistema concentrado, ou seja que a temperatura do mesmo é homogénea e apenas varia em função do tempo.

Uma vez que o tempo de travagem é bastante menor que o tempo entre travagens, pode-se considerar desprezável a troca de calor por convecção durante a travagem pelo que o aumento de temperatura do sistema pode ser dado pela equação 3.24.

A formulação para um sistema concentrado, que descreve a troca de calor por convecção entre travagens, é dada pela equação 3.25 (Limpert, 1992).

$$\rho_d \times c_d \times v_d \times \frac{dT}{dt} = -h_d \times A_s \times (T - T_\infty) \quad (3.25)$$

Da solução da equação 3.25, que descreve a temperatura em função do tempo para a situação pretendida, em que T_i é a temperatura inicial do disco, resulta a equação 3.26 dada por:

$$\frac{T(t) - T_i}{T_i - T_\infty} = e^{(-h_d \times A_s \times t_a) / (\rho_d \times c_d \times v_d)} \quad (3.26)$$

Combinando a equação 3.24, que descreve o processo de aquecimento durante a travagem, com a equação 3.26 que descreve o processo de convecção, resulta a equação 3.27 que descreve a temperatura do disco de travão antes da n -ésima aplicação (Limpert, 1992).

$$[T(t) - T_\infty]_a = \frac{(1 - e^{[-(n-1) \times h_d \times A_s \times t_a] / [\rho_d \times c_d \times v_d]}) \times (e^{[-h_d \times A_s \times t_a] / [\rho_d \times c_d \times v_d]})}{1 - e^{[-h_d \times A_s \times t_a] / [\rho_d \times c_d \times v_d]}} \Delta T \quad (3.27)$$

De forma análoga é possível definir a temperatura do disco de travão após a n -ésima aplicação através da equação 3.28.

$$[T(t) - T_\infty]_d = \frac{1 - e^{(-n \times h_d \times A_s \times t_a) / (\rho_d \times c_d \times v_d)}}{1 - e^{(-h_d \times A_s \times t_a) / (\rho_d \times c_d \times v_d)}} \Delta T \quad (3.28)$$

3.4.5 Avaliação do coeficiente de convecção

Para o estudo da evolução da temperatura do disco de travão quando este está submetido ao processo de travagem é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção. No entanto, este não é constante pois varia com a velocidade do veículo. Em muitos casos a avaliação do coeficiente de convecção a uma velocidade média é suficiente.

Existem várias relações empíricas que preveem o coeficiente de convecção para várias condições e geometrias, no entanto estas geralmente aplicam-se a discos que não estão obstruídos pela jante e pneu.

Para discos de travão não ventilados o coeficiente de convecção pode ser aproximado a partir da equação 3.29 e 3.30, dependendo se o escoamento é turbulento

ou laminar, respetivamente. O tipo de escoamento pode ser obtido a partir do número de Reynolds uma vez que é possível admitir um escoamento turbulento para valores de superiores a $2,4 \times 10^5$ (Limpert, 1992).

$$h_d = 0,04 \times \frac{k_a}{D} \times Re^{0,8} \quad , \quad W/Km^2 \quad (3.29)$$

$$h_d = 0,7 \times \frac{k_a}{D} \times Re^{0,55} \quad , \quad W/Km^2 \quad (3.30)$$

Sendo que o número de Reynolds é dado pela equação 3.31 (Limpert, 1992).

$$Re = \frac{V_{med} \times \rho_a \times D}{\mu_{ar}} \quad (3.31)$$

3.6 Solução proposta

Na presente secção será apresentada uma solução para o sistema de travagem. Esta solução foi obtida através de cálculos iterativos fazendo variar algumas das variáveis que compõem este sistema. O processo iterativo foi efetuado tendo como objetivo principal a redução de massa e custos dos componentes do sistema¹, garantindo o seu normal funcionamento. O processo iterativo encontra-se descrito no fluxograma apresentado na figura 3.19.

Em seguida serão apresentadas as dimensões gerais e características dos componentes que constituem o sistema de travagem, sendo este dimensionamento resultante do processo iterativo. Na secção 3.7 serão apresentados os cálculos resultantes da solução final.

¹Os componentes escolhidos são da marca *Wilwood*. Trata-se de um fabricante de sistemas de travagem de competição, cujos componentes apresentam boa fiabilidade e são amplamente aplicados nos desportos motorizados.

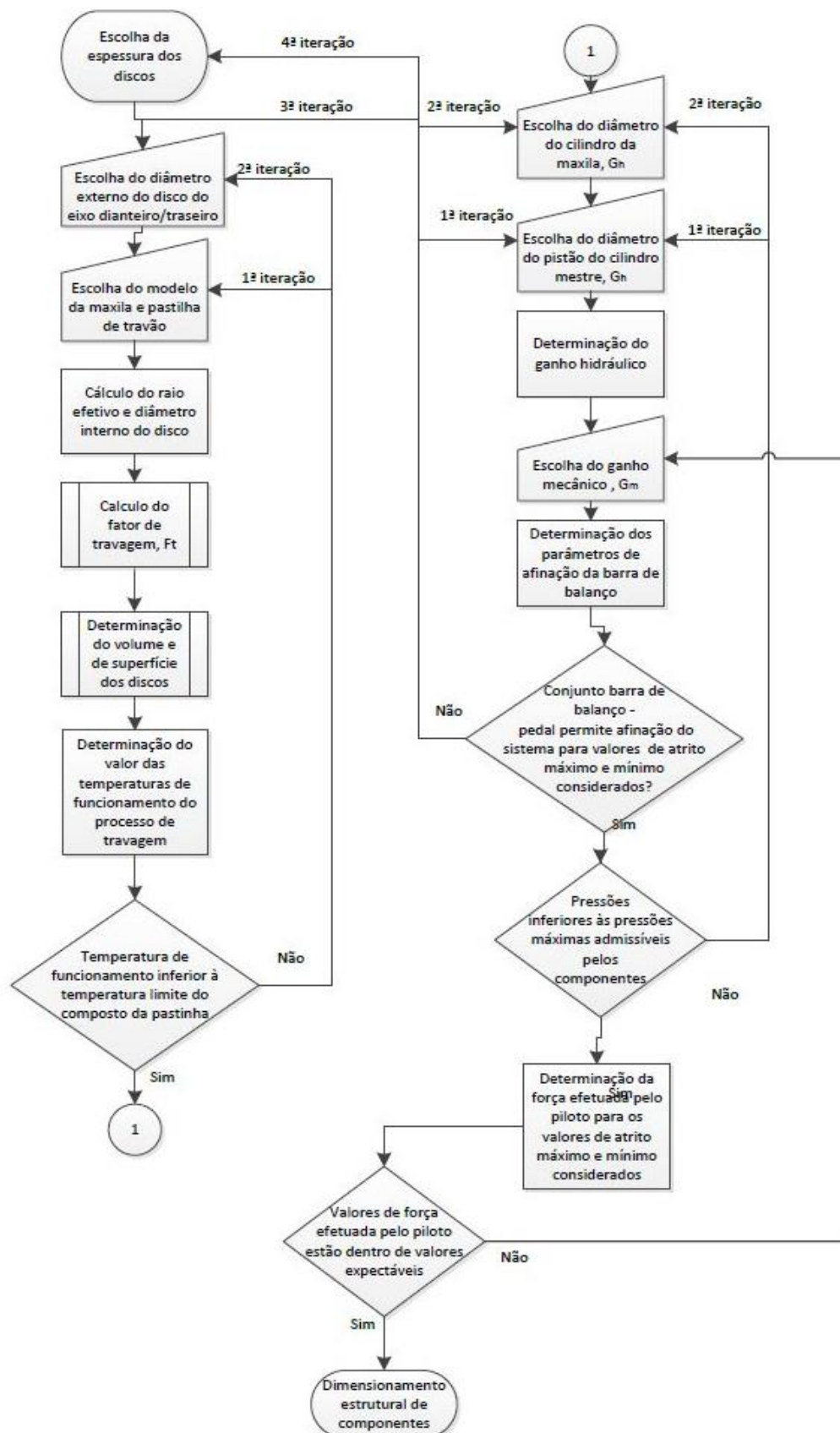


Figura 3.19 – Fluxograma de dimensionamento do sistema de travagem.

3.6.1 Discos

Os discos de travão escolhidos para o sistema são discos sólidos, perfurados, que são obtidos a partir da maquinagem de discos de ferro fundido (Dura-Bar G2) concebidos para este efeito pela *Kaz Technologies*. São maquinados a partir de um disco com 254 mm de diâmetro e 4,75 mm de espessura. No eixo frontal são aplicados, através de ligação aparafusada, dois discos de travão, com um diâmetro exterior de 240 mm, um em cada cubo da roda. No eixo traseiro apenas é utilizado um disco de travão e este é fixado ao diferencial através de uma ligação aparafusada. Este disco tem por sua vez um diâmetro exterior de 254 mm. Os discos de travão frontais possuem uma área superficial e volume de 638 cm² e 133 cm³, respetivamente, sendo que o disco traseiro possui uma área superficial e volume de 683 cm² e 143 cm³, respetivamente. O tipo de furação escolhida para os discos permite melhorar a troca de calor entre os discos e o ar envolvente e ainda permite a ventilação dos gases formados pela ebulição do material das pastilhas. Este tipo de furação é bastante aplicado em motociclos (Smith, 1984). Estes discos encontram-se ilustrados na Figura 3.20 e 3.21.



Figura 3.20 – Desenho 3D disco frontal.



Figura 3.21 – Desenho 3D disco traseiro.

3.6.2 Maxilas e pastilhas de travão

As maxilas e as pastilhas de travão são os componentes chave no dimensionamento de um sistema de travagem, pois é nestes componentes que é gerada a potência de travagem. As maxilas de travão têm como principal característica

a dimensão dos seus cilindros de actuação, pois é através da área destes que é possível determinar o ganho hidráulico do sistema, G_h . As maxilas aplicadas neste sistema são do modelo *Dynapro Single* (número de série 120-9689 representadas na Figura 3.22) constituídas por dois cilindros com o diâmetro de 44,45 mm .



Figura 3.22 – Maxilas de travão Dynapro single aplicadas ao circuito traseiro (fonte: wilwood).

Aplicando as maxilas apresentadas tem-se as pastilhas de travão constituídas pelo composto BP-20 da *Wilwood*. Este composto apresenta um atrito moderado a baixas e altas temperaturas e sofre um desgaste moderado tanto da pastilha como do disco. No Grafico 3.5 pode ver-se a evolução do coeficiente de atrito com a temperatura da superfície de atrito e concluir que este composto possui um coeficiente mínimo de 0,4 para uma gama de temperaturas entre 160 °C e 593 °C, sendo esta a gama de temperaturas a que o sistema de travagem está normalmente sujeito. O valor de coeficiente de atrito admitido para os cálculos do fator de travagem será de 0,4, pois este é o valor mínimo garantido pelo fabricante para a gama de temperaturas considerada . A Figura 3.23 apresenta as dimensões gerais das pastilhas de travão.

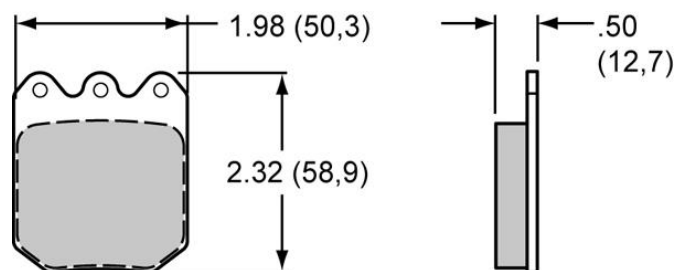


Figura 3.23 – Dimensões gerais das pastilhas de travão [in (mm)].

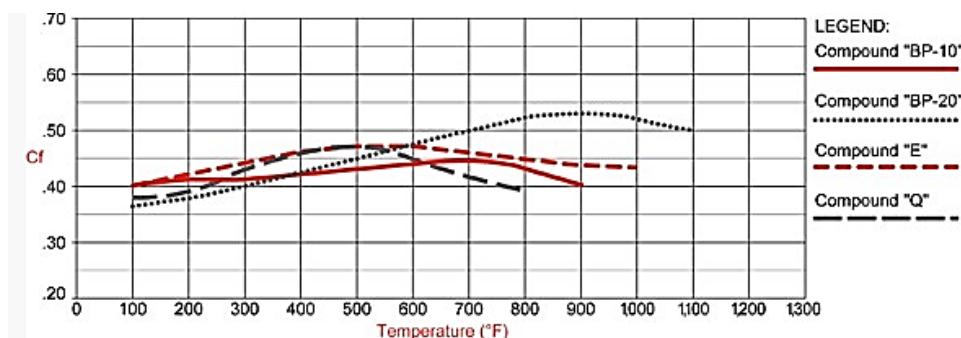


Gráfico 3.5 - Evolução do coeficiente de atrito em função da temperatura da superfície de atrito (fonte: wilwood).

3.6.3 Conjunto do pedal

O conjunto de atuação é constituído pelo pedal do travão, barra de balanço, cilindros principais, reservatórios de líquido hidráulico e o respetivo suporte que possibilita a interação entre os componentes, fixando-os ao veículo como ilustrado na Figura 3.23.

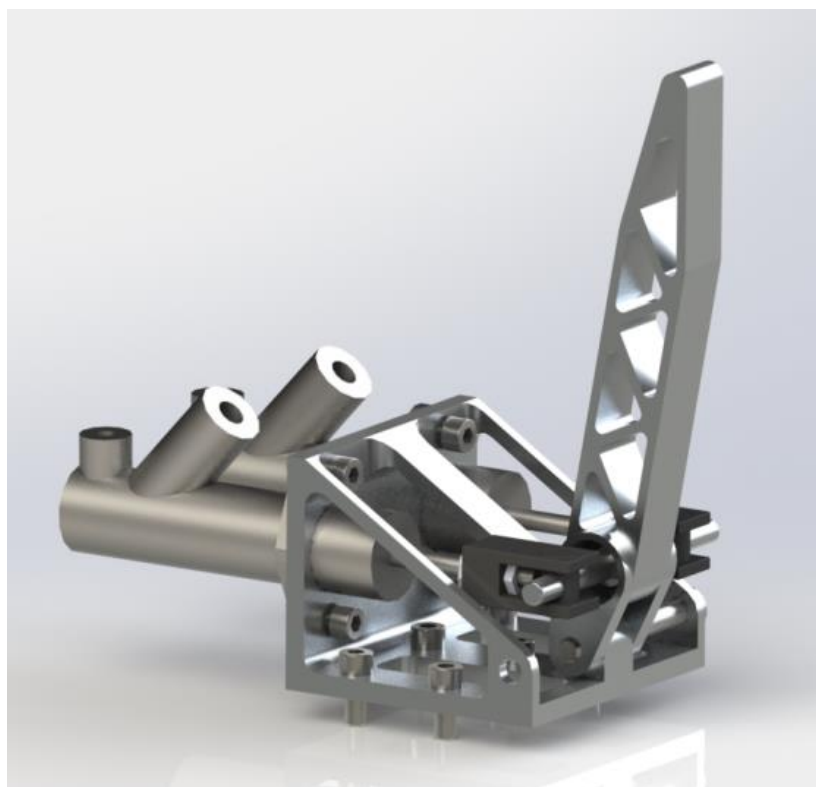


Figura 3.23 – Representação do conjunto do pedal.

Este conjunto é fixado ao chassis através de ligações aparafusadas e pelo apoio do pedal do travão, onde estão fixos os cilindros mestre e o pedal. Este é obtido através da maquinagem de uma liga de alumínio 2024-T3, com uma tensão de cedência de 345

MPa (fonte: Matweb), sendo dimensionado de modo a suportar todos os esforços inerentes à atuação do pedal do travão.

O pedal do travão foi dimensionado de modo a acomodar a barra de balanço e permitir o seu ajuste para os parâmetros enunciado no capítulo 3.4.3. Este componente deverá ser obtido através do mesmo processo usado para o apoio do pedal de travão. O seu dimensionamento tem como principal característica fornecer ao sistema de travagem um ganho mecânico, G_m de 6 (equação 3.1 e Anexo A.I.2, Tabela A.I.8). Ao pedal de travão deverá ser adicionado um componente antiderrapante, na superfície de atuação. Na Figura 3.24 estão representadas as dimensões características deste componente.

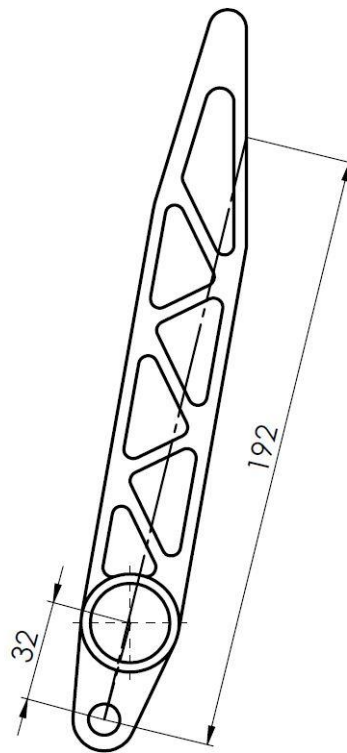


Figura 3.24 – Dimensões características do pedal do travão.

A barra de balanço trata-se de um componente da *Wilwood* (número de série 340-4745). Na Figura 3.4 tem-se a representação deste componente e na Figura 3.25 as suas dimensões básicas.

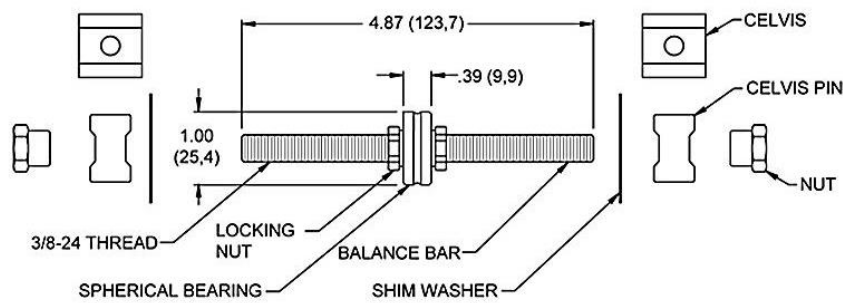


Figura 3.25 – Dimensões básicas da barra de balanço (fonte: wilwood).

Em seguida serão apresentados os cilindros mestres que compõem este sistema, tendo como principal característica o diâmetro do pistão, uma vez que é determinante para o ganho hidráulico do sistema de travagem. Foram escolhidos cilindros do tipo *push* com um diâmetro de pistão de 17,8 e 15,9 mm (Anexo A.I.2), ref nº 260-6088 e 260-6087 (wilwood) para os circuitos frontal e traseiro, respetivamente, semelhantes ao apresentado na Figura 3.5 e 3.26.

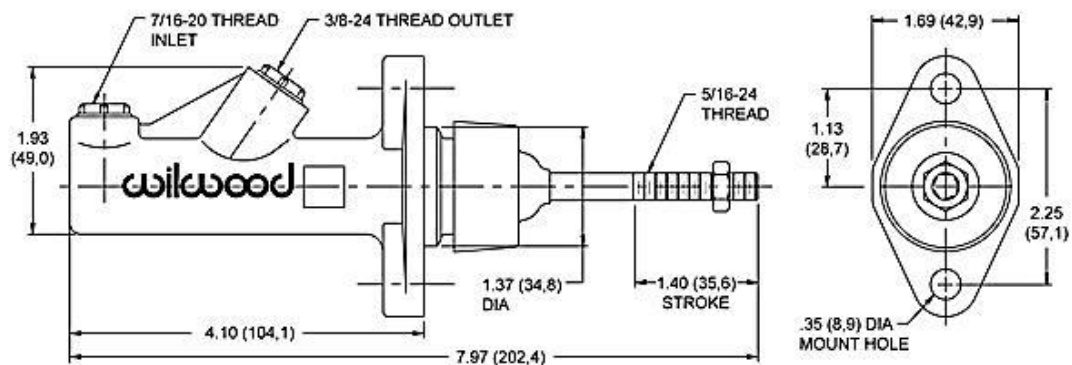


Figura 3.26 – Dimensões básicas dos cilindros mestres (fonte: wilwood).

3.6.3.1 Análise estática do pedal de travão

As regras da competição, como apresentado no capítulo introdutório, impõem que o pedal do travão (Anexo A.II) suporte uma força de 2 000 N, sem que no componente ocorra uma tensão superior à tensão de cedência do material (liga de alumínio 2024-T3, 345 Mpa). Nesta análise foi considerado que as duas superfícies cilíndricas, onde atua a barra de balanço e o pino dobradiça, não têm deslocamento. Na Figura 3.27 é apresentado o resultado da análise.

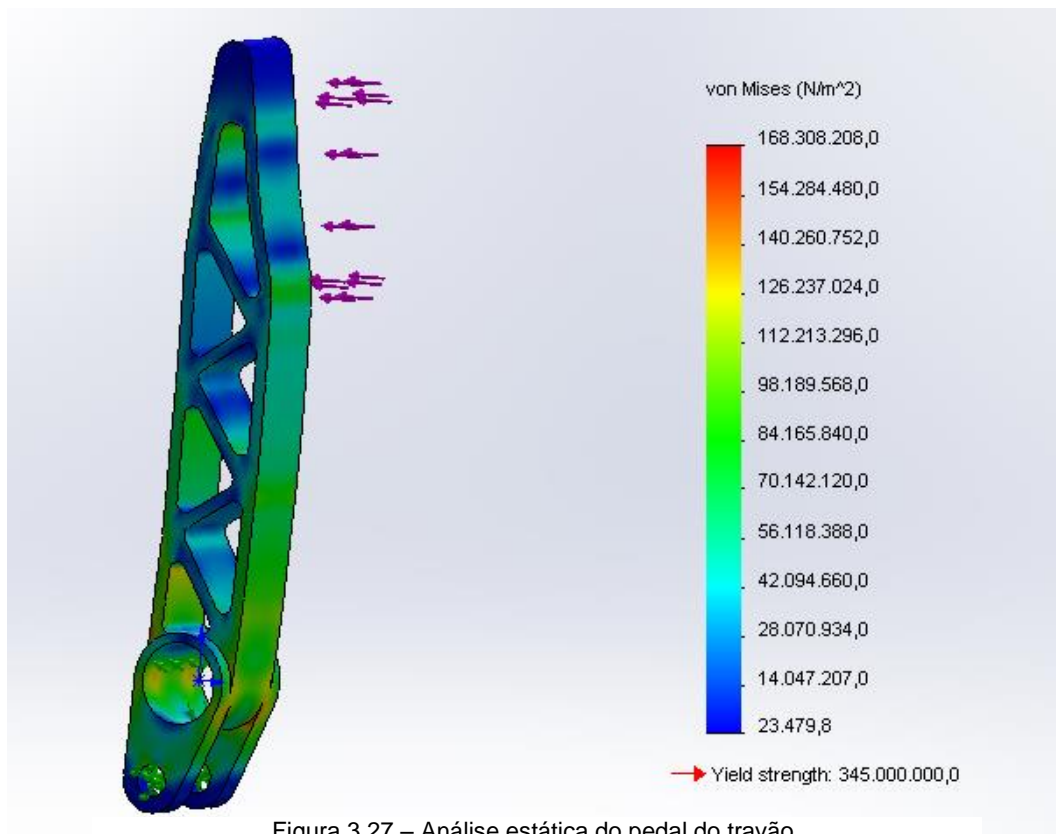


Figura 3.27 – Análise estática do pedal do travão.

Pela análise da figura 3.27, verifica-se que o componente se encontra sujeito a uma tensão máxima de 168 MPa, valor inferior à tensão de cedência do material e que permite um fator de segurança de 2,1 sendo este obtido através da razão entre a tensão de cedência do material e a tensão máxima que ocorre no componente. Este componente tem uma massa de 0,23 kg.

3.6.3.2 Análise estática do apoio do pedal de travão e do pino dobradiça

Como apresentado, o apoio do pedal do travão permite a ligação funcional entre o pedal do travão e os cilindros mestre, suportando todos os esforços inerentes a esta interação. Utilizando a noção de ganho mecânico apresentado no capítulo 3.3.1, pode concluir-se que, caso se faça a aplicação de uma força de 2 000 N na superfície de atuação do pedal, os cilindros mestre estão sujeitos a uma força de 12 000 N (Anexo XX), que é transferida para o apoio do pedal. Por consequência, a ligação entre o pino dobradiça e o apoio do pedal tem uma força aplicada de 10 000 N em sentido contrário. Apresenta-se na Figura 3.28, os resultados da análise estática a este componente onde são aplicados os esforços de 12 000 N e 10 000 N nas superfícies cilíndricas, que servem de ligação com os cilindros mestre e pino dobradiça, respetivamente. Nesta análise foi considerado o deslocamento nulo na superfície de contacto com o chassis.

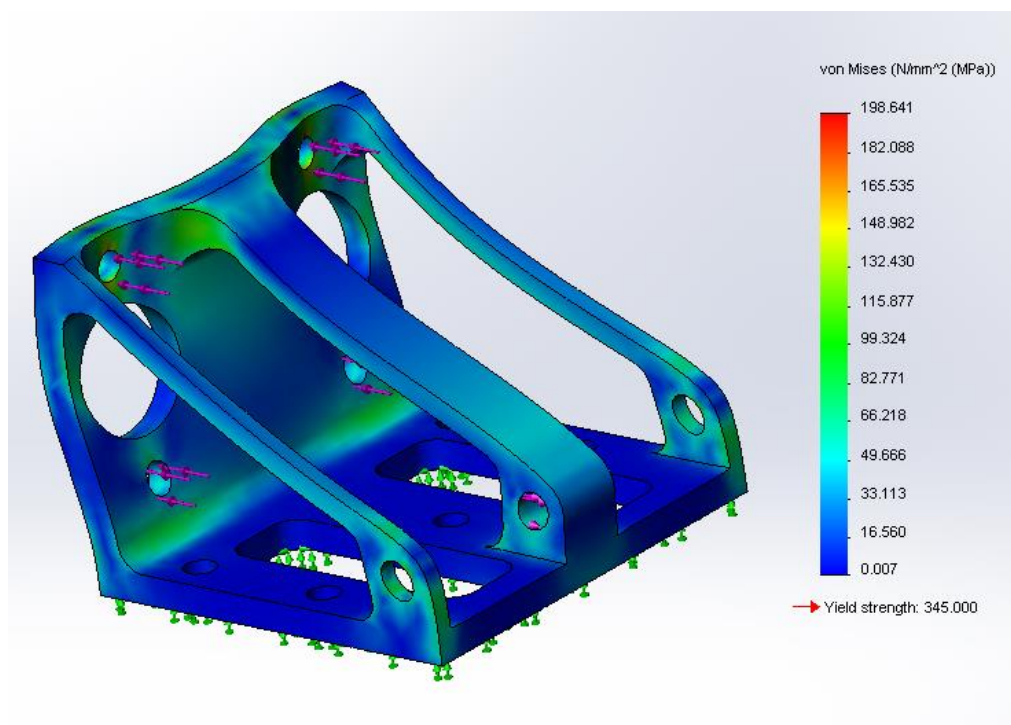


Figura 3.28 – Análise estática do pedal do travão.

Pela análise da Figura 3.28, verifica-se que o componente se encontra sujeito a uma tensão máxima de 198 MPa, valor inferior à tensão de cedência do material (liga de alumínio 2024-T3, 345 MPa) e que permite um fator de segurança de 1,7 sendo este obtido através da razão entre a tensão de cedência do material e a tensão máxima que ocorre no componente. Este componente tem uma massa de 0,46 kg.

3.6.4 Corpo do cavilhão do eixo dianteiro

É no corpo do cavilhão do eixo dianteiro que será instalada a maxila de travão; como tal, este componente deverá suportar a reação gerada devida ao momento de travagem. Devido à escolha de uma nova maxila de travão e de uma dimensão do disco diferente da escolhida em projetos anteriores, este componente precisa de ser projetado novamente. O seu dimensionamento correto torna-se crucial, pois em caso de falha deste componente todo o sistema de travagem do eixo dianteiro falharia, podendo levar também à falha do sistema de direção. A nova solução para este componente foi estudada utilizando o MEF. Na Figura 3.29 tem-se uma representação tridimensional deste componente (Pinheiro, 2009).

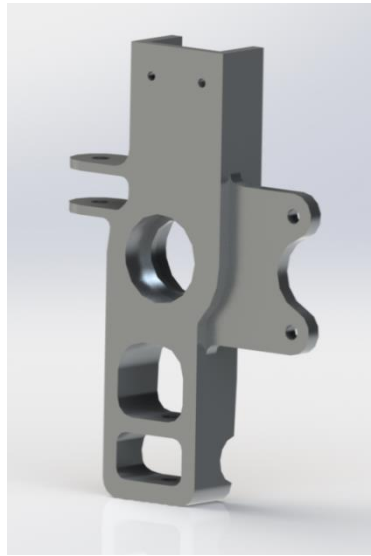


Figura 3.29 - Desenho tridimensional do corpo do cavilhão dianteiro.

3.6.4.1 Análise estática pelo MEF do corpo do cavilhão do eixo dianteiro

Esta análise destina-se a verificar a capacidade do corpo do cavilhão do eixo dianteiro suportar os esforços provocados pela atuação do sistema de travagem. O cálculo da reação nos apoios da maxila do travão foi feito, tendo em consideração a condição de travagem máxima, ou seja que o coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto como valor de 1,6. Para o cálculo da reação no corpo do cavilhão da roda utilizou-se a equação 3.31, que foi deduzida a partir do equilíbrio de momentos entre a força de travagem aplicada na superfície de contacto do pneu com o asfalto e a reação no cavilhão da roda aplicada nos apoios da maxila de travão. A Figura 3.30 ilustra as dimensões envolvidas.

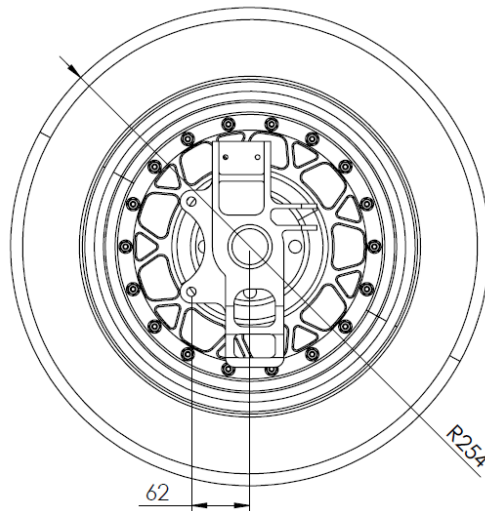


Figura 3.30 – Dimensões para o cálculo da relação no cavilhão da roda à atuação da força de travagem máxima.

($F_{Ti}=3034\text{N}$, $R_i=254\text{ mm}$, $D_{apoios}=62\text{ mm}$).

$$R_T = \frac{F_{travagem.frontal} \times R}{2 \times D_{apoios}} = 6\,215\text{ N} \quad (3.32)$$

Onde a força de travagem frontal é obtida a partir da Tabela 3.2.

Estando em condições de efetuar a análise estática do cavilhão da roda através do M.E.F, os pontos de ligação com a suspensão foram impedidos de se deslocar e a força determinada pela equação 3.31 foi aplicada aos apoios da maxila ($2 \times 3\,107\text{ N}$), com a direção vertical. A Figura 3.31 apresenta os resultados desta análise.

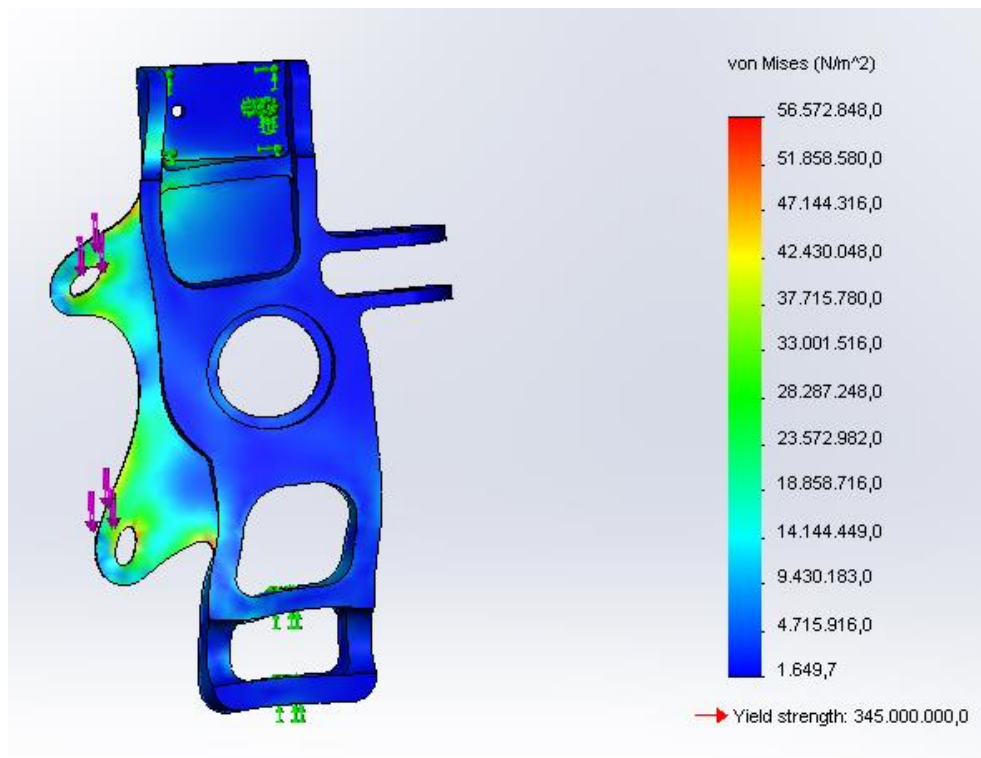


Figura 3.31 – Análise estática do cavilhão da roda do eixo dianteiro.

Pela análise, da figura anteriormente apresentada, verifica-se que o componente se encontra sujeito a uma tensão máxima de 59 MPa, valor inferior à tensão de cedência do material e que permite um fator de segurança de 5.8 sendo este obtido através da razão entre a tensão de cedência do material (liga de alumínio 2024-T3, 345 MPa) e a tensão máxima que ocorre no componente.

3.6.5 Apoios do diferencial

Devido às alterações efetuadas ao chassis do veículo, os apoios do diferencial foram projetados novamente, podendo assim ser utilizado o diferencial escolhido em estudos anteriores (Birrento, 2008). Como é possível verificar pela Figura 3.32, é no apoio direito do diferencial que está instalada a maxila de travão. À semelhança do cavilhão do eixo dianteiro, este elemento também terá de suportar a reação gerada ao momento de travagem, pelo que o seu dimensionamento se torna crucial, pois em caso de falha deste elemento o eixo traseiro perde a capacidade de abrandar o veículo. Os dois apoios do diferencial foram estudados utilizando o MEF. Apresenta-se na Figura 3.32 a modelação tridimensional do conjunto do diferencial, que engloba: o diferencial, a

roda movida, o disco de travão traseiro, a maxila do travão, a junta de tipo *Lobro* e os apoios do diferencial.

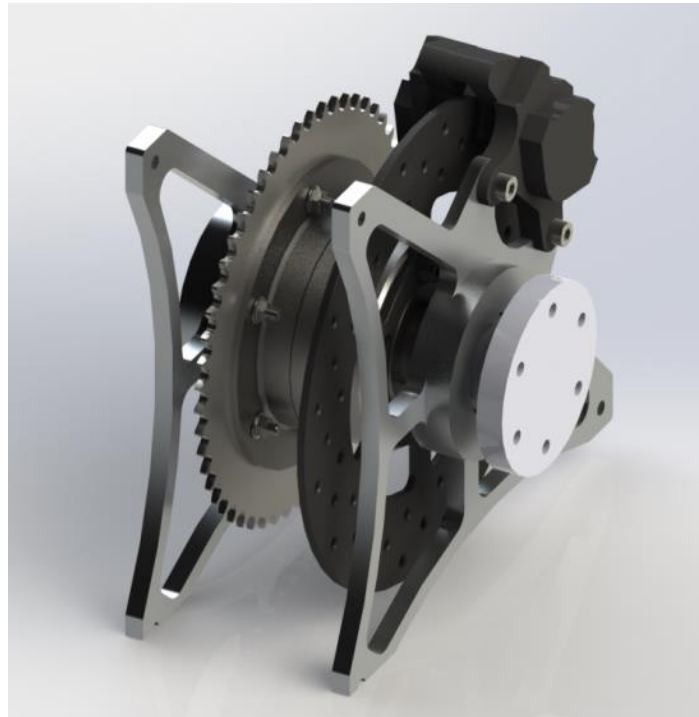


Figura 3.32 – Desenho tridimensional do conjunto do diferencial.

3.6.5.1 Análise estática dos apoios do diferencial

O diferencial do veículo tem como principal função a transmissão do momento produzido pelo motor para os semieixos do veículo. A transmissão é efetuada através de corrente e duas rodas dentadas sendo uma o pinhão, presente no veio do motor, e a segunda a roda movida, montada no diferencial através de uma ligação aparafusada, pelo que a reação que é gerada no eixo de rotação da roda movida é transferida para o diferencial e consequentemente para o apoio do diferencial. De acordo com o apresentado, o apoio direito do diferencial serve também de fixação à maxila do travão do disco traseiro; sendo assim, a reação ao momento de travagem gerado pela maxila de travão é aplicado no apoio do diferencial. Na Figura 3.32 é apresentado o diagrama de corpo livre da roda dentada movida. Neste caso considera-se que a força transmitida pela corrente tem a direção horizontal e que não existem perdas no sistema de transmissão, ou seja, que o momento de tração produzido pelos pneus é igual ao momento produzido pela roda dentada movida.

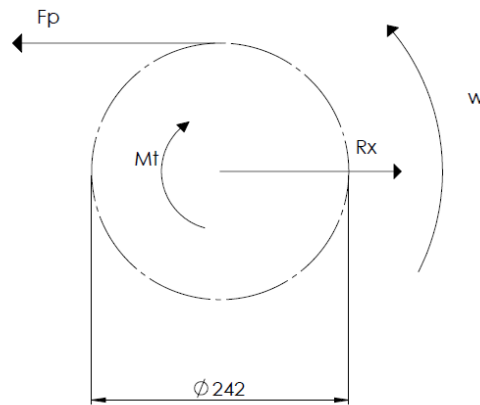


Figura 3.33 – Diagrama de corpo livre da roda movida.

Está-se em condição de determinar a reação no diferencial, dado pela equação 3.33.

$$R_x = \frac{M_{tracção}}{R_p} \quad (3.33)$$

Segundo (Birrento, 2008) o momento máximo produzido pelo motor tem o valor de 352 N.m, pelo que resulta uma reação com o valor:

$$R_x = 2\,909\,N$$

Tendo determinado a reação que o diferencial está sujeito pode-se admitir que esta é transferida para os apoios do diferencial de igual modo, ou seja, que a reação aplicada em cada apoio do diferencial tem o valor de $R_x/2$.

Vamos agora determinar a reação aplicada nos apoios da maxila, sendo que esta é igual em módulo ao momento de travagem gerado no disco de travão. Admitindo a condição ideal de atrito na interface pneu/asfalto, com o valor de 1,6, uma vez que para esta condição o momento de travagem é máximo, e utilizando a Tabela 3.2 ($F_{T_i}=1674\,N$), pode-se determinar a força de travagem máxima no eixo traseiro. Pelo que o a reação de travagem nos apoios da maxila é dado por:

$$R_T = \frac{F_{travagem.traseira} \times R_r}{D_{apoios}} = 5\,437\,N \quad (3.34)$$

Onde: $D_{apoios} = 78,2\,mm$

Em seguida, na Figura 3.34, é apresentado o resultado da simulação estática do apoio do diferencial direito, onde são aplicadas a reação aplicada pelo diferencial no caso de tração máxima e a reação nos apoios da maxila no caso de travagem máxima ($RT = 2 \times 2\,719\text{ N}$).

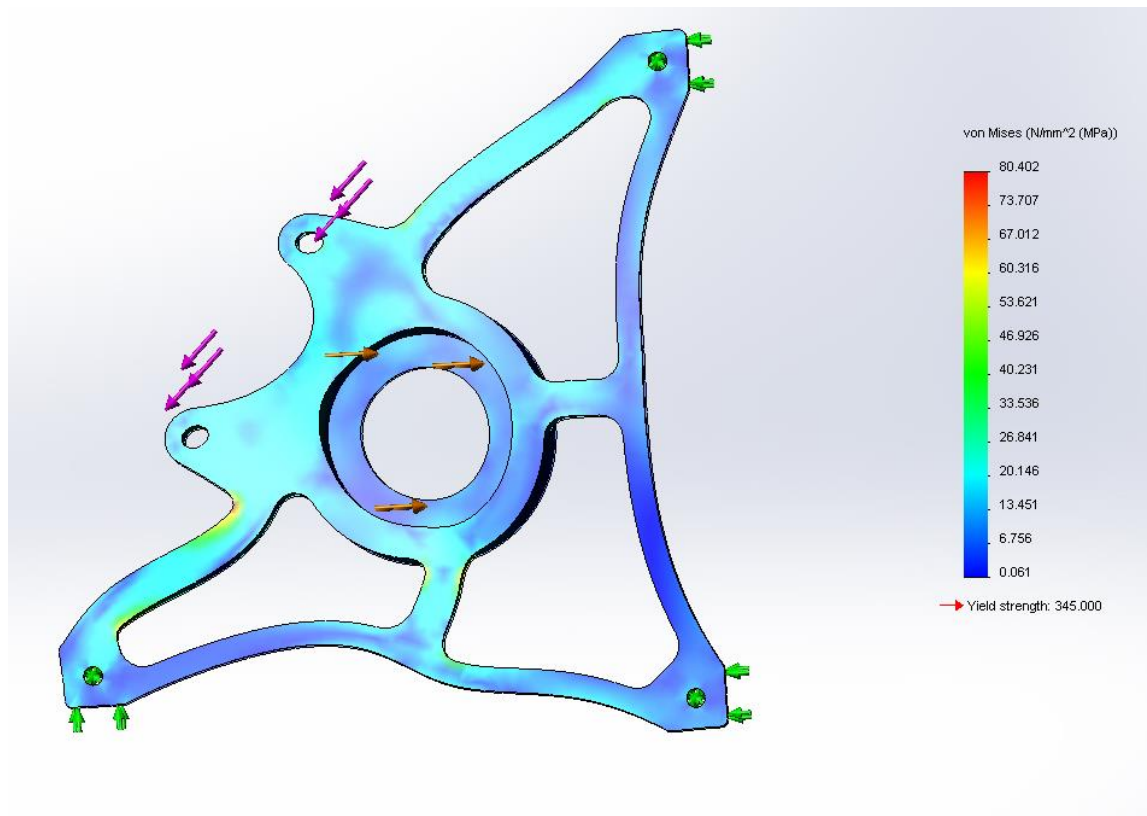


Figura 3.34 - Análise estática do apoio do diferencial direito quando a polia movida está sujeita ao momento de torção máximo produzido pelo motor e uma situação de travagem máxima.

Na Figura 3.35 é apresentado o resultado da simulação estática ao apoio do diferencial esquerdo, onde é aplicada a reação no diferencial na superfície cilíndrica onde atua o rolamento.

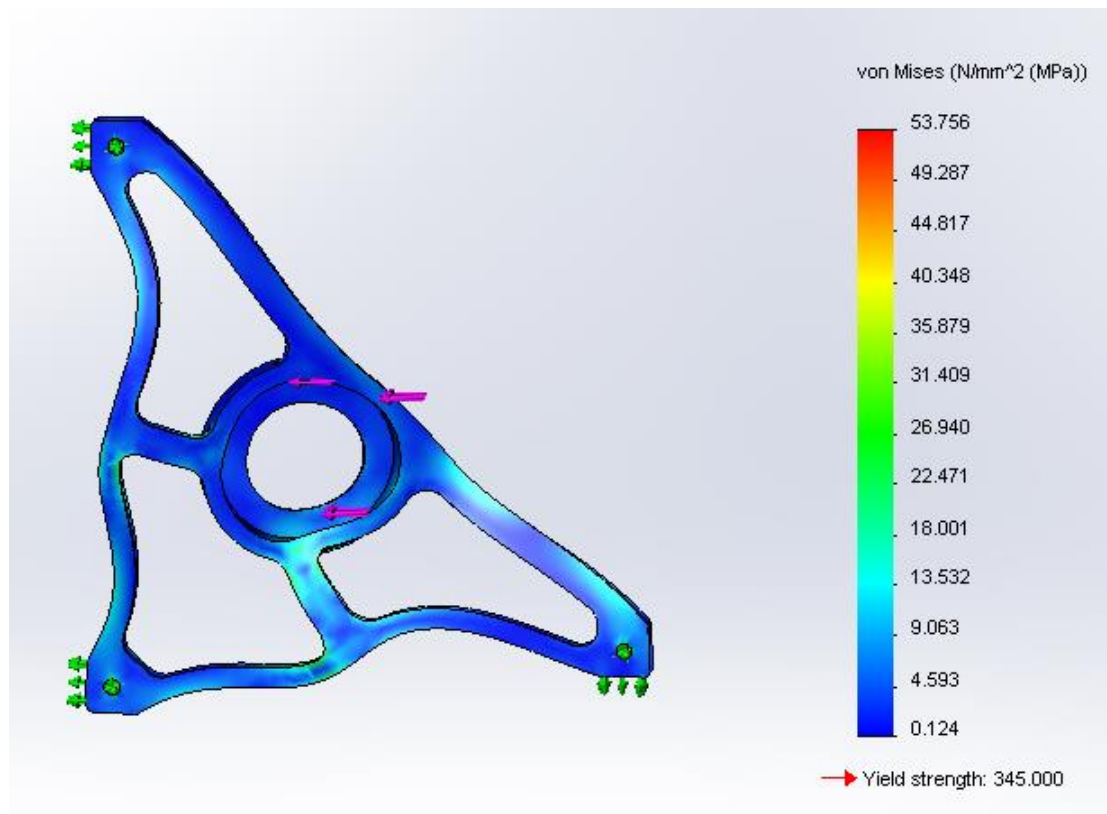


Figura 3.35 – Análise estática do apoio do diferencial esquerdo quando a polia movida está sujeita ao momento de torção máximo produzido pelo motor.

Uma vez que a tensão máxima que ocorre nos componentes é de 54 MPa e de 89 MPa, valores inferiores à tensão de cedência do material, obtém-se um fator de segurança de 6,4 e 3,9 sendo este obtido através da razão entre a tensão de cedência do material e a tensão máxima que ocorre no componente. Os dois apoios do diferencial, esquerdo e direito, têm uma massa de 0,55 kg e 0,73 kg, respetivamente.

3.6.6 Fluido hidráulico

Na escolha do fluido hidráulico é importante garantir que este não possui na sua constituição elementos que possam corroer os componentes do sistema hidráulico com os quais está em contacto, nomeadamente os vedantes dos pistões do cilindro mestre e dos cilindros das maxilas. O fluido escolhido, HI-TEMP (número de produto 290-2210), fabricado pela Wilwood, tem uma temperatura de ebulição com 0% e 3,7% de humidade de 572 °K e 429 °K, respetivamente, tratando-se de um DOT4 recomendado para uso em desportos motorizados (fonte: wilwood).

3.6.7 Reservatórios de fluido hidráulico

Sendo os cilindros mestres compactos, de forma a reduzir as dimensões do veículo, estes necessitam da aplicação de um reservatório de fluido hidráulico. Este reservatório permite que o sistema hidráulico seja alimentado com fluido, uma vez, que com o desgaste das pastilhas de travão o cilindro da maxila avança, aumentando o circuito hidráulico o seu volume.

Estes reservatórios deverão ser selados e não permitir o contacto do fluido hidráulico com o ar; estes deveram ser colocados no interior do veículo a uma cota superior à cota máxima a que se encontram as maxilas de travão. A Figura 36 ilustra o *kit* disponibilizado pela *Wilwood* (número de série 260-8742).



Figura 3.36 – Kit de reservatórios de fluido hidráulico.

3.6.8 Tubos de fluido hidráulico

Os tubos hidráulicos, fazendo parte do sistema de transmissão de energia do sistema de travagem, são responsáveis pela ligação entre o cilindro mestre e as maxilas de travão. Estes devem ser capazes de suportar as pressões hidráulicas e as temperaturas exigidas pelo sistema, não permitindo o contacto do fluido com o meio ambiente. A utilização de tubos hidráulicos com malha externa de aço inoxidável permite obter um circuito com elevada resistência, melhorando a resposta do circuito à atuação do pedal do travão, proporcionando assim uma melhor sensibilidade do piloto no processo de travagem. É recomendada a utilização da linha de tubos hidráulicos da *Wilwood*, *Flexline* (Figura 3.37), pois esta apresenta todas as características requeridas aos tubos hidráulicos facilitando ainda as ligações entre cada elemento.



Figura 3.37 – Tubos hidráulicos linha *Flexline* da *Wilwood* (fonte: Wilwood).

3.7 Discussão de resultados

Na presente secção irão ser apresentados os resultados do dimensionamento do sistema de travagem e análises térmicas efetuadas. As análises térmicas utilizam o método apresentado no capítulo 3.5 e têm como objetivo a determinação da temperatura máxima que ocorre na superfície entre o disco e a pastilha de travão. Deste modo garante-se que, nas condições normais de utilização do veículo, o momento de travagem gerado utiliza toda a tração disponibilizada pelo pneu na condição de atrito máximo entre o mesmo e o asfalto.

3.7.1 Análise térmica dos discos de travão

Através dos métodos apresentados anteriormente, é possível obter o perfil de temperaturas para duas situações de travagens diferentes, consideradas as mais exigentes para o processo de travagem. Estes valores de temperatura foram utilizados no processo de dimensionamento, por forma a verificar que o coeficiente de atrito entre o disco e a pastilha de travão é superior ao valor de 0,4 e consequentemente a temperatura máxima é de 866 °K (Gráfico 3.5, componente BP-20).

Foram considerados os seguintes dados:

- Massa do veículo, $M = 300 \text{ kg}^2$
- Velocidade máxima, $V_i = 180 \text{ km/h}$ (Birrento, 2008)
- Desaceleração média, $a = 1,6 \text{ g's} \Leftrightarrow 15,7 \text{ m/s}^2$
- Para a desaceleração considerada tem-se uma razão de travagem, $R_t = 0,644$ (capítulo 3.4.3).
- Massa volúmica do material do disco (Limpert, 1992), $\rho_d = 7228 \text{ kg/m}^3$
- Capacidade térmica do material do disco (Limpert, 1992), $c_d = 509 \text{ J/kg.}^\circ\text{K}$
- Condutividade térmica do material do disco (Limpert, 1992), $k_d = 53,3 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$
- Massa volúmica do material da pastilha (Limpert, 1992), $\rho_p = 2595 \text{ Kg/m}^3$
- Capacidade térmica do material da pastilha (Limpert, 1992), $c_p = 1463 \text{ J/Kg.}^\circ\text{K}$
- Condutividade térmica do material da pastilha (Limpert, 1992), $k_p = 1,21 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$
- Coeficiente de segurança, $C_{seg} = 1,5$ (Limpert, 1992).
- Volume do disco do eixo frontal = $0,000116 \text{ m}^3$
- Área superficial do disco do eixo frontal = $0,058 \text{ m}^2$
- Volume do disco do eixo traseiro = $0,000173 \text{ m}^3$
- Área superficial do disco do eixo traseiro = $0,085 \text{ m}^2$
- Temperatura ambiente considerada = 40°C (313°K)
- Massa volúmica do ar a 40°C (fonte: Wikipédia), $\rho_a = 1,146 \text{ kg/m}^3$
- Viscosidade do ar a 40°C (fonte: Wikipédia), $\mu_{ar} = 1,9 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$
- Condutividade térmica do ar a 40°C , (fonte: Wikipédia), $k_a = 0,026 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$

3.7.1.1 Travagem total partindo da velocidade máxima

Esta secção trata do cálculo do aumento de temperatura que ocorre nos discos de travão, considerando uma travagem completa a partir da velocidade máxima do veículo. Esta análise admite como desprezável o calor perdido no processo por convecção e radiação durante o tempo em que ocorre a travagem.

Estamos agora em condições de calcular a potência média produzida pelo processo de travagem.

$$P_{T.média} = \frac{1}{2} M \cdot a_t \cdot V_{max} \cdot C_{seg} = 176\,580 \text{ W}$$

² Este valor foi obtido considerando que no presente documento é apresentada uma solução de chassi com uma redução efetiva de massa de pelo menos 70Kg, sendo este valor subtraído a massa anterior de 370 Kg apresentada em Pereira, 2009.

Utilizando o conceito de potência absorvida pela disco introduzido no capítulo 3.5.2 (equação 3.23) e o conceito de razão de travagem introduzido pelas equações 3.15 e 3.16 no capítulo 3.4.3 pode determinar-se a energia absorvida por cada disco.

$$\gamma = \frac{q_d}{q_d + q_p} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_p \times c_p \times k_p}{\rho_d \times c_d \times k_d} \right)^{1/2}} = 0,87$$

$$P_{A.média.disco.eixo} = \frac{P_{T.média} \times \gamma \times R_{t.eixo}}{N_{disco/eixo}} \quad (3.35)$$

Pode agora calcular-se a potência absorvida pelos discos de cada eixo.

$$P_{A.média.disco.frontal} = 49\,304\,W$$

$$P_{A.média.disco.traseiro} = 27\,255\,W$$

O aumento de temperatura que ocorre nos discos de travão pode ser calculado utilizando a equação 3.24 introduzida no capítulo 3.5.3. O valor do tempo de travagem T_t foi obtido a partir da equação 3.18 do capítulo 3.5.1.

$$\Delta T_{disco.frontal} = 322\,K$$

$$\Delta T_{disco.traseiro} = 330\,K$$

O aumento de temperatura dos discos de travão verificado após uma travagem desde a velocidade máxima até à completa imobilização mostra a capacidade dos mesmos em realizar o processo de travagem, uma vez que se o aumento de temperatura for somado à temperatura ambiente resulta 634 K e 643 K sendo estas inferiores à temperatura limite de 866 K.

3.7.1.2 Avaliação da temperatura para travagens múltiplas

Este capítulo pretende avaliar a evolução da temperatura do disco de travão quando este está sujeito a travagens múltiplas, tal como apresentado no capítulo 3.4.3. Estas travagens foram admitidas como sendo feitas a partir da velocidade de 140 Km/h

para a velocidade de 50 Km/h, incluindo um tempo entre solicitações de 20 s³, e considerando uma situação onde o veículo tem a desaceleração máxima de 1,6 G's.

Sabendo as características dos discos e as condições de travagem pode-se calcular os coeficientes de convecção para a situação considerada, utilizando a equação 3.28.

$$h_d = 0,04 \times \frac{k_a}{D} \times Re^{0,8}, \quad \frac{W}{Km^2}$$

Através da equação 3.31 pode calcular-se o número de Reynolds para o escoamento em torno do disco frontal e traseiro, considerando uma temperatura ambiente de 40 °C . Os valores obtidos indicam que o escoamento é de tipo turbulento.

$$Re_{frontal} = 3,75 \times 10^5$$

$$Re_{traseiro} = 3,97 \times 10^5$$

Podem agora apresentar-se os coeficientes de convecção para o disco frontal e traseiro.

$$h_{disco.frontal} = 125 \text{ W/K.m}^2$$

$$h_{disco.traseiro} = 123 \text{ W/K.m}^2$$

A potencia envolvida nas travagens consideradas pode ser calculada a partir da equação 3.20 assim como o tempo de travagem a partir da equação 3.18.

$$P_{T.média} = \frac{1}{2} M \cdot a_t \cdot V_{max} \cdot C_{seg} = 176\,580 \text{ W}$$

Utilizando o conceito de potência absorvida pelo disco calculado na secção 3.7.1.1 é possível calcular a potência média absorvida por cada disco (equação 3.36).

$$P_{A.média.disco.eixo} = \frac{P_{T.média} \times \gamma \times R_t}{N_{disco/eixo}} \quad (3.36)$$

$$P_{A.média.disco.frontal} = 49\,304 \text{ W}$$

³ Este valor foi obtido considerando que a pista possui 5 zonas de travagem por volta e que esta é realizada em 1 minuto, aproximadamente a média do melhor tempo das 50 melhores equipas ao circuito de Silverstone, (fonte: Formulastudent).

$$P_{A.média.disco.traseiro} = 54\,510\,W$$

O aumento de temperatura que ocorre nos discos de travão pode ser calculado utilizando a equação 3.23 introduzida no capítulo 3.5.3. O valor do tempo de travagem T_t foi obtido a partir da equação 3.17 do capítulo 3.5.1.

$$\Delta T_{disco.frontal} = 161\,K$$

$$\Delta T_{disco.traseiro} = 165\,K$$

Estamos agora em condições de calcular a temperatura antes e depois de cada atuação do sistema de travagem para cada disco. Em seguida irão ser apresentados os gráficos 3.6 e 3.7 que refletem a evolução da temperatura em função do tempo para os discos de travão do eixo dianteiro e traseiro. Estes gráficos foram obtidos a partir das equações 3.26 e 3.27.

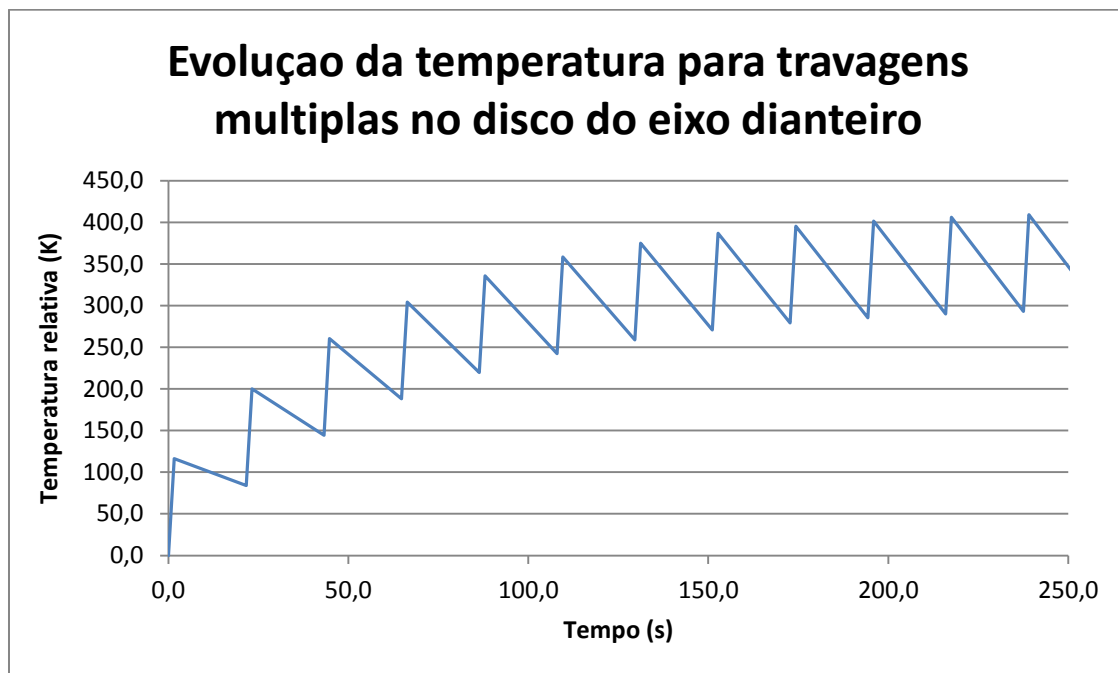


Gráfico 3.6 – Evolução da temperatura para travagens múltiplas no disco do eixo dianteiro.

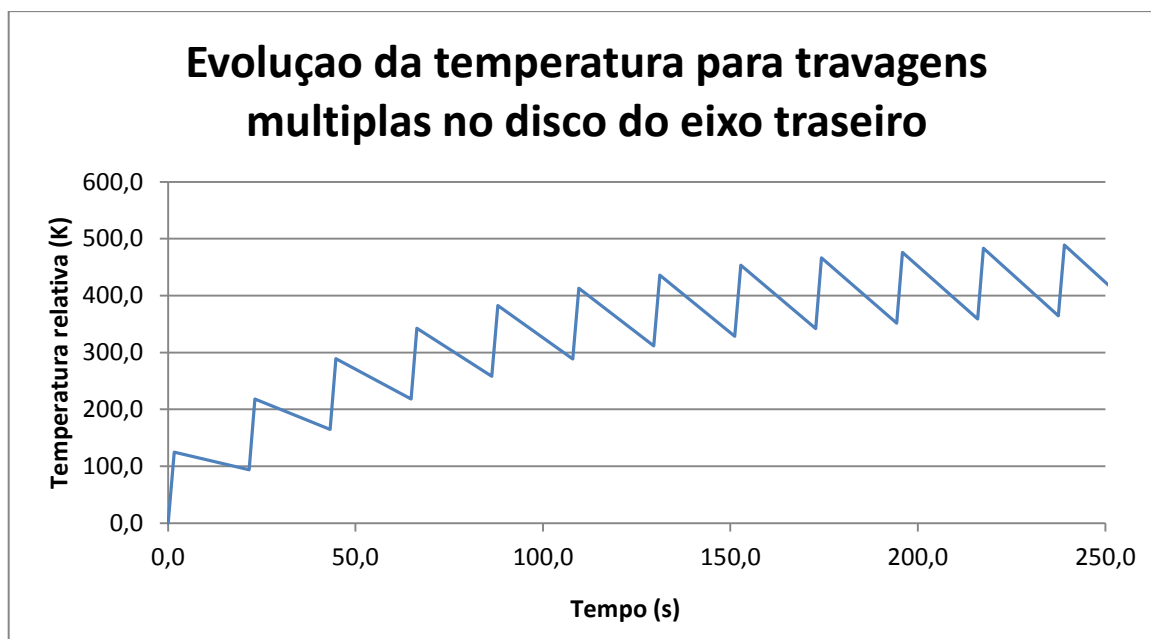


Gráfico 3.7 – Evolução da temperatura para travagens múltiplas no disco do eixo traseiro.

A partir dos gráficos apresentados acima pode-se verificar que o aumento de temperatura tende a entrar em estado estacionário, ou seja a potência armazenada em forma de calor durante o tempo de travagem é perdida por convecção durante o tempo de arrefecimento sendo este equivalente ao tempo que o veículo leva a repor a sua velocidade inicial antes do processo de travagem. É importante retirar deste gráfico o valor das diferenças de temperatura antes e depois de ocorrer a travagem, quando esta evolução tende para um estado estacionário. Estas têm o valor de 293 °K e 409 °K para o disco do eixo dianteiro e 365 °K e 489 °K para o disco do eixo traseiro.

3.7.2 Verificação da afinação da barra de balanço

Na presente seção irá ser avaliado o dimensionamento do sistema de travagem nomeadamente a capacidade do mesmo em adaptar-se às condições de atrito entre o asfalto e os pneus do veículo. Esta capacidade adaptativa do sistema é conseguida através da afinação da barra de balanço, como apresentada na secção 3.3.3.

Relembrando os conceitos apresentados de fator de travagem, FT e ganho hidráulico, G_h , é possível definir a força que atua em cada pistão do cilindro mestre, $F_{pistão.mestre}$, em função da força de travagem aplicada no respetivo eixo, $F_{t_{eixo}}$, através da equação 3.37.

$$G_h \times FT = \frac{F_{cil.maxila.eixo}}{F_{pistão.mestre.eixo}} \times \frac{Ft_{eixo}}{F_{cil.maxila.eixo}} \leftrightarrow G_h \times FT = \frac{Ft_{eixo}}{F_{pistão.mestre}}$$

$$\leftrightarrow F_{pistão.mestre} = \frac{1}{G_h \times FT} \times Ft_{eixo} \quad (3.37)$$

Onde utilizando a equação 3.2, capítulo 3.3.2 resulta um ganho hidráulico com o valor de 25,1 e 15,7 para o eixo dianteiro e traseiro respectivamente. O cálculo do fator de travagem é possível utilizando a equação 3.5, capítulo 3.3.4 no entanto para este cálculo é necessário o valor do raio efetivo, r , (equação 3.6, capítulo 3.3.4). Na tabela 3.3 são apresentadas as dimensões das superfícies de atrito e o respetivo valor do raio efetivo.

Tabela 3.3 – Dimensões características da superfície de atrito dos discos de cada eixo.

Eixo	Raio externo da superfície de atrito, r_e (m)	Raio interno da superfície de atrito, r_i (m)	Raio efetivo, r (m)
Dianteiro	0,120	0,071	0,098
Traseiro	0,127	0,078	0,105

Resultando um fator de travagem de 0,140 e 0,165 para o eixo dianteiro e traseiro respectivamente.

As forças atuantes nos cilindros mestres podem ser calculadas utilizando a equação 3.36 e a tabela 3.2. Na tabela 3.4 são apresentados os valores deste cálculo para os valores extremos do coeficiente de atrito considerado.

Tabela 3.4 – Força atuante no cilindro mestre para a gama de atrito considerada.

Valor do coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto	Força atuante no cilindro mestre do eixo dianteiro (N)	Força atuante no cilindro mestre do eixo traseiro (N)
0,6	231	339
1,6	787	649

Pode agora calcular-se a afinação da barra de balanço necessária para garantir que o processo de travagem utiliza toda a tração disponibilizada pelos pneus do veículo para os valores de atrito com o asfalto mais favorável e mais desfavorável, recorrendo à equação 3.3, resultando uma afinação frontal, $A_{bb.frontal}$ de 0,548 e 0,405 respectivamente.

Para verificar a capacidade de adaptação do sistema às condições determinadas, na Figura 3.38 são apresentadas a distância entre os eixos dos cilindros mestre e a largura do pedal onde atua a rótula da barra de balanço.

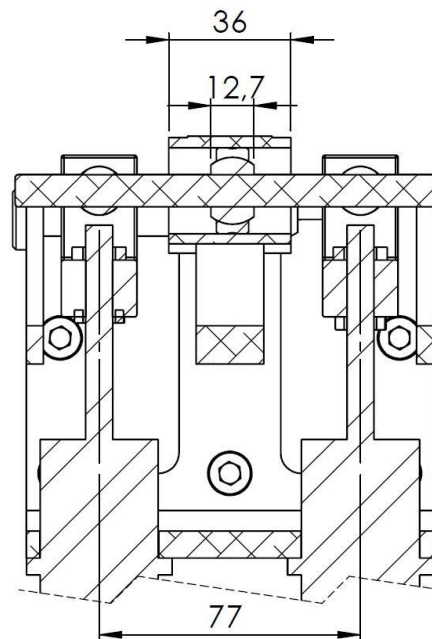


Figura 3.38 – Representação do corte do conjunto do pedal.

Na Figura 3.39 é apresentada a situação de ajuste máximo. Utilizando a equação 3.3 verifica-se que para esta situação $A_{bb,frontal}$ tem o valor de 0,35, de onde se pode concluir que o conjunto permite uma gama de afinação de 0,35 a 0,65.

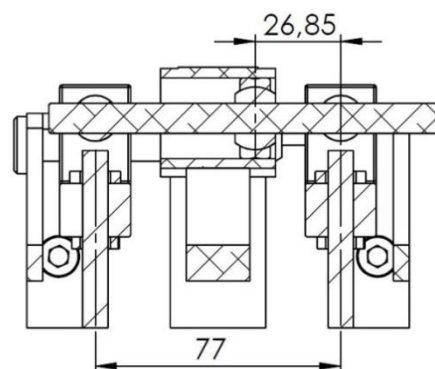


Figura 3.39 – Exemplo de ajuste máximo da barra de balanço.

Sabendo que a gama de valores necessária calculada está contida na gama de valores que o sistema permite, considera-se o dimensionamento como sendo válido.

3.7.3 Cálculo dos valores de atuação por parte do piloto do sistema de travagem

No processo de dimensionamento do sistema de travagem é importante garantir que o mesmo tem um fácil acionamento, que é confortável e de fácil controlo para o piloto sendo importante garantir que o esforço máximo que este terá de efetuar para obter a máxima desaceleração do veículo seja inferior a 445 N, (Limpert,1992).

Para o veículo ser aprovado pelo júri da competição é necessário realizar um teste de travagem, conforme descrito no capítulo 1 seção B6.2. Em seguida será calculado o esforço mínimo por parte do piloto para ocorrer o bloqueio das rodas do veículo.

Relembrando o conceito de ganho mecânico, G_m , introduzido no capítulo 3.3.1 e definido pela equação 3.1, e considerando que a força atuante na barra de balanço é equivalente à soma das forças atuantes nos cilindros mestre, pode ser calculada a força mínima necessária, por parte do piloto, para ocorrer o bloqueio das rodas do veículo. Rescrevendo a equação 3.1 em função da força induzida pelo piloto tem-se:

$$F_{in} = \frac{F_{bb}}{G_m}$$

Na tabela 3.5 estão presentes o valor mínimo das forças induzidas pelo piloto, considerando o ganho mecânico com o valor de 6, conforme apresentado no capítulo 3.6.3 e utilizando a tabela 3.4 onde estão presentes as forças atuantes nos cilindros mestre.

Tabela 3.5 – Força mínima induzida pelo piloto para ocorrer bloqueio das rodas em função do coeficiente de atrito.

Valor do coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto	Força mínima aplicada pelo piloto para ocorrer bloqueio das quatro rodas do veículo (N)
0,6	95
1,6	239

É de notar que o valor da força aplicada pelo piloto foi calculado considerando um coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de 0,4, no entanto este valor depende da temperatura da superfície de atrito (Gráfico 3.5), sendo que para temperaturas superiores a 150 °C os valores apresentados na Tabela 3.5 irão ser inferiores. Sendo a força mínima aplicada pelo piloto para ocorrer bloqueio das quatro rodas inferior ao

máximo definido (445 N), considera-se o dimensionamento do sistema de travagem como sendo válido.

3.8 Conclusões do projeto do sistema de travagem

Tendo como objetivo o dimensionamento de um sistema de travagem com capacidade de abrandar o veículo nas condições normais de funcionamento, constata-se que existe uma otimização de cerca de 33% em termos de massa dos discos quando comparado com soluções apresentadas em estudos anteriores. Consegue-se assim garantir a capacidade de travagem do sistema. A adição da barra de balanço aos componentes do sistema de travagem proporciona uma maior eficiência do sistema, adicionando a capacidade de este se adaptar às condições de aderência do piso e às exigências do piloto.

Existe, no entanto, a dificuldade em o piloto utilizar, em todos os instantes de travagem, a tração máxima do sistema. Mesmo que isso se verificasse, não se iria traduzir numa diminuição significativa no tempo de uma volta completa à pista, uma vez que o tempo de travagem representa aproximadamente 5% do tempo de uma volta (Smith, 1978). No entanto, esta eficácia do sistema traduz-se numa vantagem técnica em momentos chave do circuito, nomeadamente em situações de ultrapassagem em travagem, onde a utilização máxima da tração se traduz em vantagem perante a concorrência.

Com a utilização de travões de disco perfurados é expectável o surgimento de fissuras nas proximidades das perfurações devido ao facto do gradiente de temperatura ser elevado junto a perfurações. É importante prever períodos de inspeção para estes componentes.

4. Conclusões

4.1 Conclusões gerais

A Formula SAE é uma competição que envolve a conceção e o projeto de engenharia de variados sistemas de um automóvel, em que os alunos são confrontados e obrigados a resolver problemas de engenharia complexos. Procurando acompanhar a evolução das equipas e da indústria, que fornecem constantemente novas soluções, a competição encontra-se também em evolução, atualizando todos os anos as regras pelas quais a competição se rege. Com a ambição de ver a participação da equipa FCT-Formula Student na competição, é apresentado nesta dissertação uma atualização dos estudos de chassis e o projeto do sistema de travagem.

A conceção do chassis de um veículo torna-se determinante para o desenvolvimento dos restantes componentes do projeto. As regras da competição fornecem boas linhas gerais de projeto, de forma a garantir a segurança passiva do piloto.

São apresentadas, nesta dissertação, duas soluções para a conceção do chassis, preenchendo ambas os requisitos da competição e fornecendo uma maior flexibilidade à equipa no desenvolvimento do projeto, uma vez que irá ser escolhida a solução que melhor se adequa com os objetivos da mesma, uma vez que ambas apresentam materiais e processos de fabrico diferentes, assim como valores de rigidez torsional e de massa diferentes. Neste tipo de competição a redução do peso do veículo é um fator de extrema importância, pois este influencia o comportamento do veículo nas provas de aceleração, manobrabilidade e economia de combustível. O objetivo de redução de massa foi conseguido em ambas as conceções, com as soluções para o chassis a apresentar menor massa que nos estudos anteriores, assim como os discos de travão que apresentam uma menor espessura e consequentemente cerca de 33% de redução na sua massa.

A conceção do sistema de travagem assume grande importância uma vez que, juntamente com o sistema de direção constituem os principais elementos de segurança ativa do veículo em caso de acidente iminente. Devido a este facto, o sistema de travagem foi concebido de forma garantir a capacidade de imobilizar totalmente o veículo, utilizando o máximo de tração disponível. A utilização da barra de balanço como componente do sistema de travagem fornece ao sistema uma maior capacidade de utilização da tração disponível, para uma grande variedade de condições do asfalto.

Os resultados obtidos nesta dissertação deverão ser complementados com uma análise experimental onde se deve verificar a rigidez torsional do chassis, assim como a capacidade do sistema de travagem.

4.2 Desenvolvimentos futuros

De modo a tornar o projeto mais competitivo, o chassis pode ser construído utilizando fibra de carbono ou utilizando placas de alumínio com o núcleo em forma de favo de abelha. Ambos os materiais podem dar origem a bons resultados em termos de massa e rigidez torsional.

No âmbito do sistema de travagem, desenvolvimentos podem ser alcançados com a utilização de um sistema ABS. É possível uma otimização do sistema de travagem, nomeadamente na redução de massa dos discos de travão, alcançada com um estudo tridimensional da distribuição de temperatura no disco de travão e em função dos resultados experimentais obtidos.

O motor a aplicar ao veículo também pode ser alvo de um novo estudo, pois existem novos desenvolvimentos nesta área. Deverá ser considerada a aplicação de um motor elétrico alimentado por baterias ou a aplicação de um motor de menores dimensões nomeadamente um motor de 450 cc aplicado em motas de *motocross* que apresentam uma melhor relação entre a massa do motor e a potência produzida, melhorando assim os resultados nas provas de economia de combustível.

O projeto do sistema de suspensão também pode ser melhorado, uma vez que a massa do veículo foi reduzida, devido principalmente à redução de massa do chassis. De forma a tornar mais compacto o veículo, a distância entre eixos também poderia sofrer alterações, de forma a ser reduzida. Isto levaria a uma solução de chassis com ainda menor massa e maior rigidez torsional uma vez que esta é proporcional ao comprimento do mesmo.

Bibliografia

Adams, Herb; *Chassis Engineering*; HPBooks, 1993;

Birrento, R.; *Projecto de um sistema de transmissão de um veículo de competição formula Student*; UNL-FCT-DEMI, Monte da Caparica, 2008;

Cardoso, D.; *Projecto I, Sistema de travagem do projeto formula Student*; UNL-FCT-DEMI, Monte da Caparica, 5 de Janeiro de 2007;

Cardoso, D.; *Projecto II, Projecto do sistema de travagem de um veículo de competição Formula Student*; UNL-FCT-DEMI, Monte da Caparica, 29 de Junho de 2007;

Cdxetextbook, <http://www.cdxetextbook.com/brakes/brake/disc/discbrakecalipers.html>; Consultado a 13/3/2013.

Chi, Zhongzhe (2008) '*Thermal Performance Analysis and Geometrical Optimization of Automotive Brake Rotors*', Master's thesis, University of Ontario Institute of Technology.

Childs, Peter; *Mechanical design*; Butterworth-Heinemann, 2003;

Coroflot, <http://www.coroflot.com/THoke/Motorsport> ; Consultado a 14/3/2013.

Cunha, Luís Veiga Da; *Desenho Técnico*; Fundação Calouste Gulbenkian, 2008;

Engineersedge, http://www.engineersedge.com/coefficients_of_friction.htm; Consultado 13/3/2013.

Everlastgenerators, <http://www.everlastgenerators.com/advantages-of-tig-welding-machines.php>; Consultado a 13/3/2013.

Finch, Richard; *Performance Welding Handbook*; Motorbooks Workshop, 1997;

Formula student, <http://www.formulastudent.com/images/default-source/event-info-page/fs-2013-map.jpg?sfvrsn=2> ; Consultado a 13/2/2013.

Gillespie, Thomas D.; *Fundamentals of Vehicle Dynamics*; Society of Automotive Engineers, 1992;

Howstuffworks, <http://auto.howstuffworks.com/lotus-elise3.htm> consultado a 14/3/2013.

Limpert, R; *Brake design and safety*, Society of Automotive Engineers, 1994;

Ludemannengineering, <http://ludemannengineering.com/tag/chassis-table/>; Consultado a 13/3/2013.

Martinho, Alberto; Órgão de Maquinas I; UNL-FCT-DEMI, Monte da Caparica, 2011;

Matweb, <http://www.matweb.com/> ; Consultado a 14/3/2013.

Migweldhowto, <http://migweldhowto.blogspot.pt/2009/11/mig-weld-how-to-mig-welding-principles.html>; Consultado a 13/3/2013.

Oxigénio, <http://www.oxigenio.com/guia-dos-eletrodos-revestidos/o-que-e-o-processo-de-soldagem-com-eletrodo-revestido.htm> ; Consultado a 14/3/2013.

Pashley, Tony; *How to Build Motorcycle-engined Racing Cars*; Speedpro Series, 2008

P. Beer, Ferdinand; Johnston, E.Russell e DeWolf, John T. *Resistência dos Materiais*; McGeaw.Hill, 2006;

Pinheiro, B. *Conceção e projeto de um chassis para um veículo de tipo formula Student*, UNL-FCT-DEMI, Monte da Caparica, 2009;

Pinheiro, J.; *Projecto de um Sistema de Suspensão e de Direcção Para um Veículo de Competição do Tipo Formula Student*; UNL-FCT-DEMI, Monte da Caparica, 2008;

Pistonheads, <http://www.pistonheads.com/porsche/default.asp?storyId=23292> consultado a 14/3/2013.

Polycore-honeycomb, <http://www.polycore-honeycomb.com/Aluminium-Honeycomb.php>; Consultado a 14/3/2013.

Rrsilvershadow, <http://www.rrsilvershadow.com/ETechn/Hydr/Compmpstr.htm>; Consultado a 13/3/2013

SAE, *2012 Formula SAE Rules*, <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2012fsaerules.pdf>; Consultado a 13/3/2013.

Shigley, Joseph; *Shigley's Mechanical Engineering Design*; McGeaw.Hill, 2008;

Smith, Carroll; *Engineer to Win*; Motorbooks, 1984;

Smith, Carroll; *Tune to Win*; Motorbooks, 1978;

Stoptech, <http://www.stoptech.com/technical-support/technical-white-papers/brake-fluid> ;
Consultado a 13/3/2013.

Vibrationmounts, <http://www.vibrationmounts.com/RFQ/VM07011.htm> ; Consultado a
13/3/2013.

Weldingsupplies247, [http://weldingsupplies247.co.uk/index.php?main_page=page
&id=5](http://weldingsupplies247.co.uk/index.php?main_page=page&id=5); Consultado a 13/3/2013.

Wikipédia, http://pt.wikipedia.org/wiki/Honda_CBR_600RR; Consultado a 13/3/2013.

Wilwood, <http://www.wilwood.com/> ; Consultado a 13/3/2013.

ANEXO I

AI.1 Regras gerais da competição *FORMULA SAE*

PARTE A – Regulamento administrativo

ARTIGO 1: VISÃO GERAL DA COMPETIÇÃO *FORMULA SAE*

A1.1 Objetivos da competição

A competição *Formula SAE* desafia equipas de alunos de todas as universidades a conceberem, projetarem, construírem, desenvolverem e competirem com um pequeno veículo do estilo *Formula*.

A1.1.1 Para dar às equipas a máxima flexibilidade de projeto e liberdade para expressarem a sua criatividade e imaginação, existem apenas algumas restrições gerais ao projeto do veículo. O desafio para as equipas é o desenvolvimento de um veículo que consiga completar com sucesso todas as provas descritas nas regras FSAE. A competição dá a oportunidade às equipas de demonstrarem e provarem a sua criatividade e as suas aptidões de engenharia em comparação com equipas de universidades de todo o mundo.

A1.2 Objetivos do projeto dos veículos

As equipas assumem que trabalham para uma empresa que projeta fabrica e testa um protótipo para o mercado não profissional de fim-de-semana.

A1.2.1 O veículo deverá ter alto desempenho em termos de aceleração, travagem, manobrabilidade e ser suficientemente fiável para completar os eventos descritos nas regras da competição.

A1.2.2 O veículo deverá acomodar um condutor com a estatura de 5% da população feminina e 95% da população masculina, para satisfazer os requisitos das regras da *FormulaSAE*.

A1.2.3 Fatores adicionais a serem considerados: aerodinâmica, custos, ergonomia, manutenção, fabricação, rentabilidade.

A1.2.4 Uma vez concebido e projetado o veículo, a empresa de projeto terá que tentar vender o veículo a uma empresa que esteja a considerar a sua produção. O desafio da equipa de projeto é desenvolver o protótipo que melhor cumpra os objetivos da competição e que também se torne uma oportunidade de lucro para a empresa.

A1.2.5 Cada projeto irá ser avaliado contra outros projetos concorrentes, de forma a determinar o melhor carro.

A1.3 Categorias a avaliar

Os veículos serão avaliados numa série de eventos estáticos e dinâmicos, incluindo: inspeção técnica, custos, apresentação, projeto de engenharia, provas individuais de desempenho e prova de resistência.

A1.3.1 Em cada evento é atribuída uma pontuação, de modo a determinar a *performance* (desempenho) do carro. Em cada evento é possível a seguinte pontuação SAE (2012):

Evento estático:

Apresentação	75
Projeto de engenharia	150
Análise de custos	100

Eventos dinâmicos

Aceleração	75
<i>Skid-pad</i>	50
Autocross	150
Economia de combustível	100
Prova de resistência	300

Total de pontos	1000
-----------------	------

PARTE B – Regulamento Técnico

ARTIGO 1: REQUISITOS GERAIS DO PROJECTO

B1.1 Configuração do veículo

O veículo deverá ser de tipo *open-wheel* e *open-cockpit* (estilo veículo *formula*), com quatro rodas e distância entre vias diferentes no eixo dianteiro e no eixo traseiro.

B1.2 Carroçaria

Não poderão existir aberturas através da carroçaria para o compartimento do condutor, desde a frente do carro até à parte de trás do arco principal ou parede antifogo, exceto a abertura do *cockpit*. Pequenas aberturas para componentes da suspensão são admissíveis.

B1.3 Distância entre eixos

O carro não deverá ter uma distância entre eixos superior a 1525 mm. A distância entre eixos será medida desde o centro da área de contacto entre os pneus e a estrada, do eixo traseiro ao eixo dianteiro.

B1.4 Largura de eixos

A largura do menor eixo não deverá ser inferior a 75% da largura do maior.

ARTIGO 2: COMPARTIMENTO DO CONDUTOR

B2.0 Estrutura do veículo – 2 opções

As equipas deverão escolher entre duas formas de projeto do chassis, as quais obedecem às regras da competição *Formula SAE*:

- (1) Parte B Artigo 3 “Compartimento do condutor”, definida abaixo, ou
- (2) Parte C “regras alternativas de chassis”, através do anexo C.

B2.1 Requisitos gerais

Além de outros requisitos, a estrutura do veículo deverá conter dois arcos de proteção apoiados, uma antepara frontal com um sistema de atenuador de impacto e uma estrutura lateral de impacto.

B2.2 Definições

- Arco Principal – arco localizado junto ao tronco do condutor.
- Arco Frontal – arco localizado por cima das pernas do condutor, perto do volante.
- Apoios de arcos de proteção – estrutura que liga os arcos de proteção ao resto do chassis.
- Elemento estrutural – peça única, tubo contínuo.
- Chassis – estrutura que suporta todos os elementos funcionais do veículo; esta estrutura poderá ser soldada num arranjo de estruturas soldadas, ou ser a combinação entre uma estrutura de material compósito com uma estrutura soldada.
- Estrutura principal – a estrutura principal é composta por: 1) Arco Principal 2) Arco Frontal 3) apoios de arcos de proteção 4) estrutura de impacto lateral 5) sistema de antepara frontal 6) qualquer elemento que transfira forças entre o compartimento do condutor e os pontos de 1 a 5.
- Antepara Frontal – estrutura plana de proteção aos pés do condutor.
- Atenuador de impacto – dispositivo deformável que absorve a energia de impacto e deverá estar localizado à frente da antepara frontal.
- Zona de impacto lateral – área lateral, compreendida entre o arco principal e frontal, que se estende até 350 mm do chão.

B2.3 Requisitos mínimos de material

B2.3.1 Dados baseados na construção em aço

A estrutura principal do carro deverá ser construída com perfis tubulares, em uma ou mais ligas de aço, contendo um mínimo de 0,1% de carbono, nas dimensões mínimas especificadas na tabela AI.1.

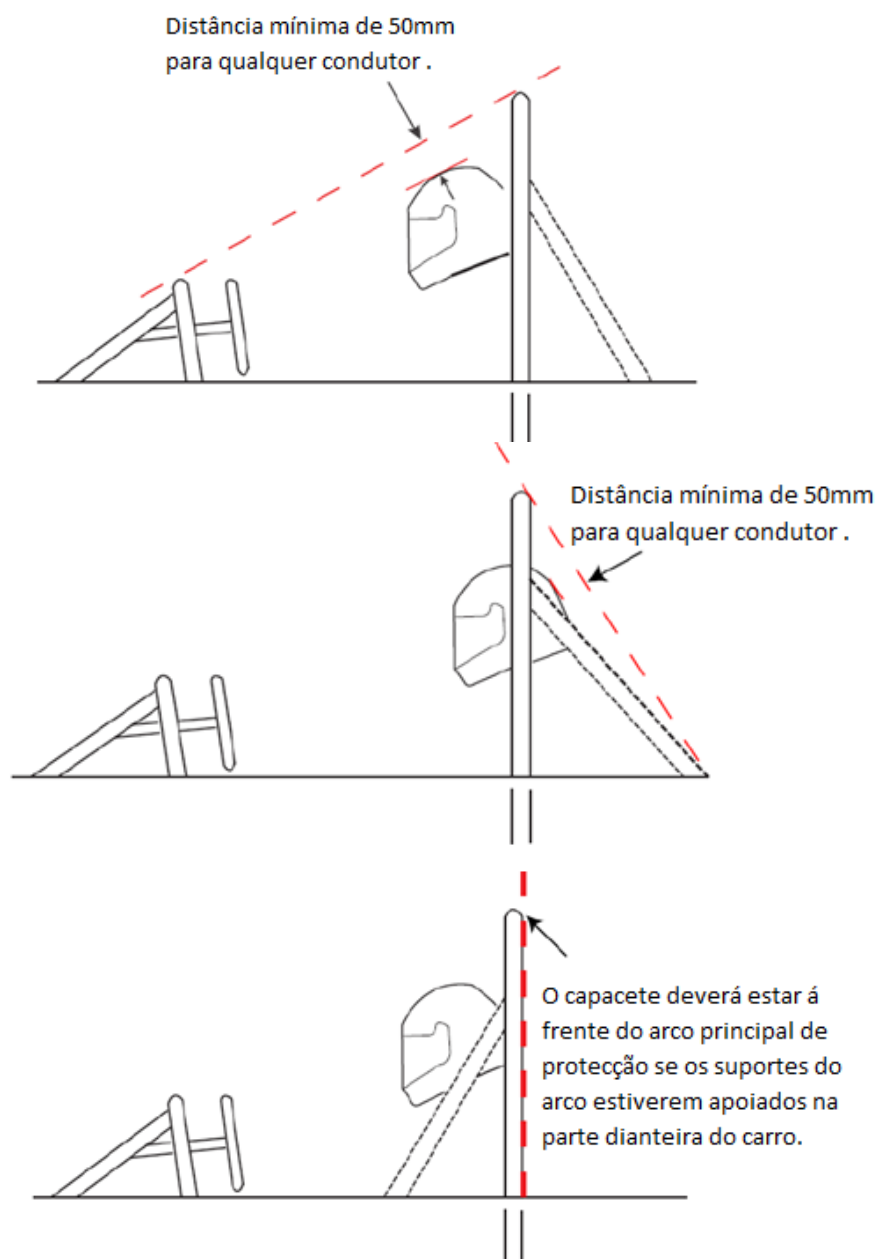
Tabela AI.1 – Dimensões dos elementos (adaptado de SAE, 2012).

ELEMENTO OU APLICAÇÃO	DIÂMETRO EXTERNO X ESPESSURA DE PAREDE
Arco principal e frontal, Barra de apoio para cinto (ombros)	Circular 25,0 mm X 2,50 mm ou Circular 25,4 mm X 2,40 mm
Estrutura lateral de impacto, proteção frontal, suporte de arcos de proteção, barra de apoios para cinto (restantes)	Circular 25,4 mm X 1,65 mm ou Circular 25,0 mm X 1,75 mm ou Circular 25,4 mm X 1,60 mm ou Quadrado 25,0 mm X 1,25 mm ou Quadrado 26,0 mm X 1,20 mm
Suporte para proteção frontal, apoios de suporte de arco de proteção principal	Circular 25,0 mm X 1,50 mm ou Circular 26,0 mm X 1,2 mm

B3.4 Requisitos gerais – arco principal e frontal de proteção

B3.4.1 Em caso de capotamento, a cabeça e as mãos do condutor não deverão entrar em contacto com o chão em nenhuma situação.

B3.4.2 O chassis deverá conter os arcos de proteção conforme ilustrado nas Figuras AI.1.



FiguraAI.1 – Distância de segurança do piloto (adaptado de SAE, 2012).

B3.4.3 Dimensões de 95% da população masculina.

Um desenho (Figura Al.1), a duas dimensões, representativo de 95% da população masculina deverá utilizar as seguintes dimensões:

- Um círculo com diâmetro de 200 mm irá representar as ancas (Figura Al.1).
- Um círculo com diâmetro de 200 mm irá representar os ombros e a região lombar, (Figura Al.1).
- Um círculo com diâmetro de 300 mm irá representar a cabeça do condutor com o capacete, (Figura Al.1).
- Uma linha medindo 490 mm deverá ligar os centros dos dois círculos de 200 mm.
- Uma linha medindo 280 mm deverá ligar os centros do círculo superior de 200 mm com o círculo de 300 mm.
- O banco será posicionado na sua posição mais recuada.
- O círculo representando as ancas será colocado entre as costas do banco e o fundo do banco tangente a ambos.
- O círculo representando os ombros será colocado tangente às costas do banco.
- O círculo representando o capacete não deverá estar a mais de 25,4mm

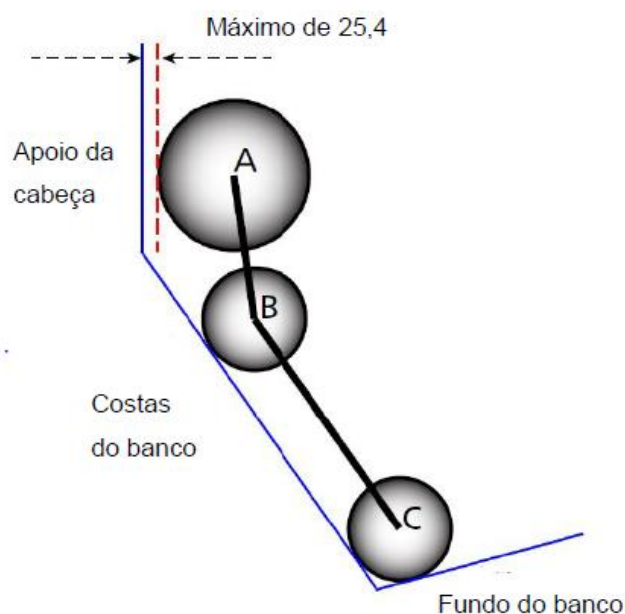


Figura Al.2 – Esquema das dimensões do piloto (adaptado de SAE, 2012).

B3.4.4 O raio de curvatura de qualquer tubo dobrado, medido a partir do seu eixo neutro, deverá ser superior a três vezes o raio exterior do tubo. As dobragens deverão ser suaves e contínuas, sem apresentarem sinais de falha na sua superfície.

B3.5 Arco principal de proteção

B3.5.1 O arco principal de proteção deverá ser construído numa única peça contínua, de secção tubular, conforme indicado em B2.3.1.

B3.5.2 O arco principal deverá estender-se desde o membro inferior do chassis, de um lado, até ao topo, terminando no membro inferior do chassis, do lado oposto.

B3.5.3 Na vista lateral do carro, o arco principal não deverá ter uma inclinação superior a 10° com a vertical.

B3.5.4 Na vista frontal do carro, o arco principal de proteção deverá ter uma largura de pelo menos 380 mm na zona de ligação do arco principal à estrutura tubular de base (apoios).

B3.6 Arco frontal de proteção

B3.6.1 O arco frontal de proteção deve ser construído num tubo de metal, conforme indicado em B2.3.1.

B3.6.2 O arco frontal deverá estender-se desde o elemento estrutural inferior do chassis, de um lado, até ao topo, terminando no membro inferior do chassis, lado oposto.

B3.6.3 Com as devidas triangulações e reforços, o arco frontal de proteção poderá ser fabricado com mais de uma peça tubular.

B3.6.4 O arco frontal de proteção deverá estar no máximo a 250 mm do volante. Esta medida deverá ser tomada segundo a direção horizontal, desde a superfície traseira do arco frontal até à superfície dianteira do volante, estando este na posição que leva o carro a deslocar-se segundo uma linha reta.

B3.6.5 Em vista lateral, o arco frontal de proteção poderá ter no máximo uma inclinação de 20° com a vertical.

B3.7 Suportes do arco principal

- B3.7.1 Os suportes do arco principal (Figura Al.3) deverão ser construídos por tubos de metal, conforme regra B2.3.1.
- B3.7.2 O arco principal de proteção deverá ser suportado por um ou dois elementos tubulares, colocados à esquerda e à direita do arco principal de proteção, entendendo-se para a dianteira ou traseira do carro (Figura Al.3).
- B3.7.4 Os suportes do arco principal de proteção deverão intersectar com o arco principal de proteção no ponto mais próximo possível do topo do arco principal de proteção, sendo admissível, no máximo, uma distância de 160 mm (Figura Al.3).

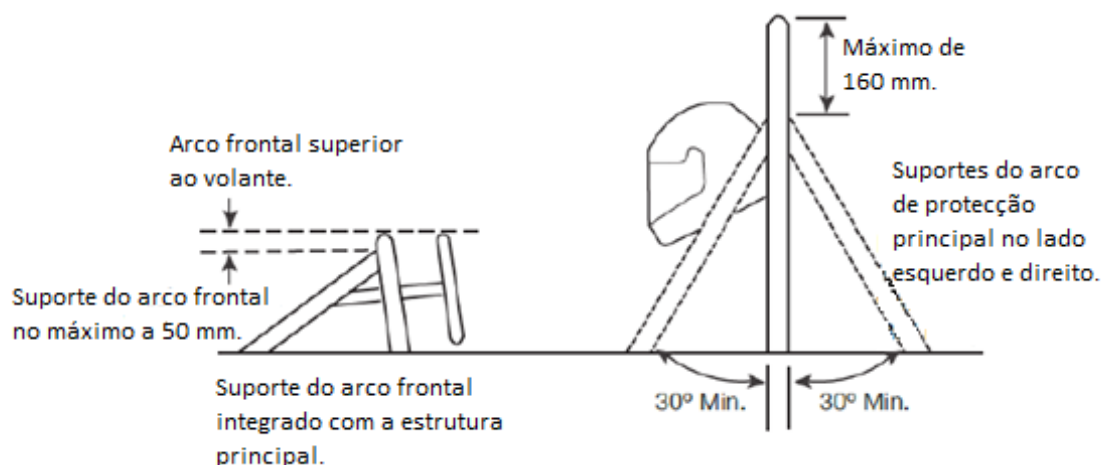


Figura Al.3 – Dimensões gerais do arco frontal (adaptado de SAE, 2012).

- B3.7.5 Os suportes do arco principal deverão ser retos, sem curvas.
- B3.7.6 As ligações dos suportes do arco principal de proteção devem ser capazes de transmitir carregamentos através do arco principal sem que ocorra falha. Na extremidade dos suportes do arco principal deve existir uma estrutura treliçada, de forma a que os carregamentos aplicados nos elementos de suporte não sejam diretamente transmitidos para o motor, transmissão, diferencial ou para os componentes da suspensão.

B3.7.7 Caso algum elemento estrutural seja ligado aos suportes do arco principal, então deve garantir-se que, em caso de situação de capotamento, não ocorre dobragem nos suportes do arco principal.

B3.8 Suportes do arco frontal

B3.8.1 Os suportes do arco frontal devem ser construídos conforme indicado em B3.3.1.

B3.8.2 O arco frontal de proteção, quando visto de frente, deverá ser suportado por dois elementos, um à esquerda e outro à direita do arco frontal, entendendo-se para a dianteira do carro.

B3.8.3 Os suportes do arco frontal devem ser construídos de forma a protegerem as pernas do piloto e devem estender-se até a frente dos pés do piloto.

B3.8.4 Os suportes do arco de proteção frontal devem estar o mais próximo possível do topo do arco frontal de proteção, mas não a mais do que 50,8 mm da superfície superior do arco frontal (figura AI.3).

B3.8.5 Se o arco frontal estiver inclinado para a traseira mais do que 10°, este deve ter suportes adicionais construídos conforme B2.3.1.

B3.9 Estrutura de impacto frontal

B3.9.1 Os pés do condutor deverão estar contidos dentro da estrutura frontal do chassis.

B.9.2 Na parte frontal da estrutura do chassis deverá estar um dispositivo absorvedor de energia de impacto.

B3.10 Suporte da antepara frontal

B3.10.1 O suporte da antepara frontal deverá estar seguramente integrado com a estrutura tubular.

B3.10.2 A antepara frontal deve ser suportada pelo menos por três elementos estruturais em cada lado do veículo, com um no topo, um no fundo e um com uma triangulação na diagonal.

B3.10.3 A triangulação deve ser nó para nó, com triângulos a serem formados entre antepara frontal, a diagonal e um dos suportes do arco frontal de proteção.

B3.10.4 Todos os elementos referidos acima devem ser construídos conforme B2.3.1.

B3.11 Atenuador de impacto

B3.11.1 O atenuador de impacto deverá ter as seguintes características:

- a) Ser instalado à frente da antepara frontal.
- b) Ter um comprimento mínimo de 200 mm, sendo este medido na direção perpendicular à antepara frontal.
- c) Ter uma altura mínima de 100 mm e uma largura mínima de 200 mm.
- d) Numa situação de impacto frontal, o atenuador de impacto não deverá penetrar na parte frontal do chassis.
- e) Ser firmemente preso à antepara frontal, mas não sendo parte integrante da estrutura frontal.

B3.11.2 As ligações entre o atenuador de impacto e a estrutura principal deverão ser capazes de transmitir carregamento transversal, segundo a direção vertical, em caso de impacto não axial.

B3.11.3 O carro deverá conter uma placa de aço de 1,5 mm de espessura, denominada por “placa de anti-intrusão”, que deverá ser parte integrante do atenuador de impacto. Se a placa de anti-intrusão for aparafusada à estrutura frontal, esta deverá ter a dimensão exterior da antepara frontal; se for soldada, deverá ter no mínimo a dimensão definida pelos eixos dos tubos que constituem a antepara frontal.

B3.13 Zona de impacto lateral para chassis construído com tubos

B3.13.1 A estrutura de impacto lateral deverá ser constituída por pelo menos 3 tubos, localizados em cada lado do condutor, tal como indicado na Figura AI.4.

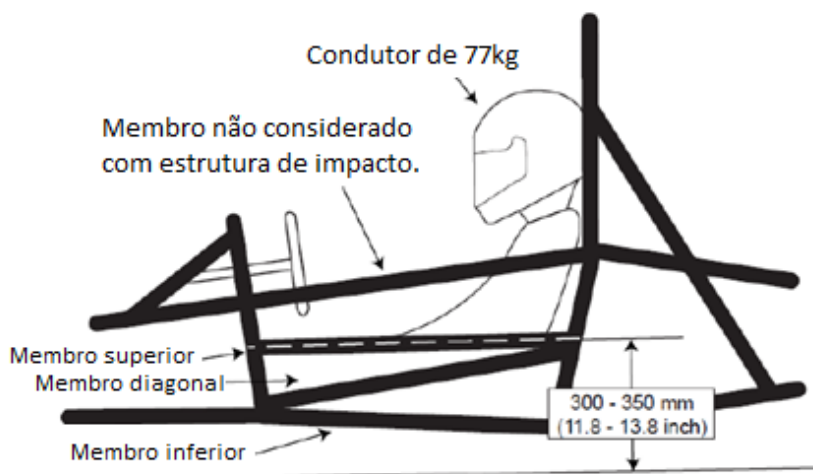


Figura AI.4 – Zona de impacto lateral (adaptado de SAE, 2012).

B3.13.2 A estrutura absorvedora de impacto lateral deverá cumprir os seguintes requisitos:

- O membro estrutural superior deverá ligar o arco principal e o frontal; este tubo deverá estar localizado a uma altura variável entre os 300 mm e os 350 mm acima do asfalto.
- O membro inferior da estrutura de impacto lateral deverá ligar a base do arco principal com a base do arco frontal.
- O membro diagonal deverá ligar a parte superior e a inferior da estrutura de impacto lateral, estando contido entre o arco principal e o arco frontal.

B3.13.3 Com as triangulações necessárias é permitido que os membros da estrutura de impacto lateral sejam constituídos por mais do que um tubo.

ARTIGO 4: CABINA DO PILOTO

B4.1 Abertura na cabina do piloto

B4.1.1 De forma a assegurar que a abertura dá acesso suficientemente rápido e fácil ao habitáculo do piloto, um modelo semelhante ao descrito pela Figura A1.5 irá ser inserido na abertura da cabina do piloto. Este modelo será inserido verticalmente até que passe abaixo do topo do membro superior da estrutura de impacto lateral.

B4.1.2 Durante este teste, o volante, a coluna de direção e banco do piloto poderão ser removidos.

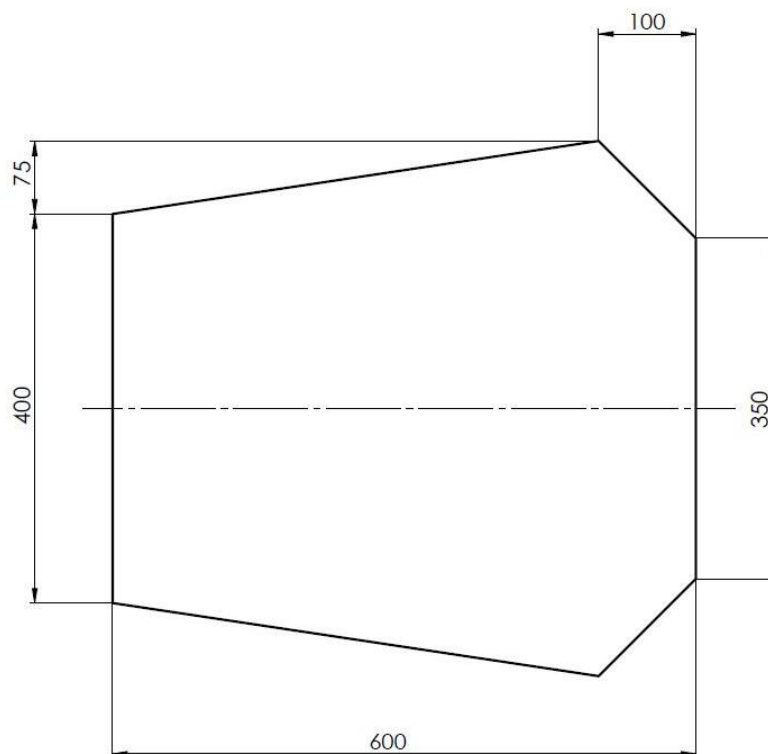


Figura A1.5 – Esquema de placa de abertura vertical para piloto.

B4.2 Secção transversal da cabina do piloto

B4.2.1 Um modelo semelhante ao descrito pela Figura A1.6, posicionado verticalmente, deverá ser movido horizontalmente pela cabina do piloto até 100 mm da

superfície mais recuada dos pedais; estes deverão estar na sua posição mais frontal.

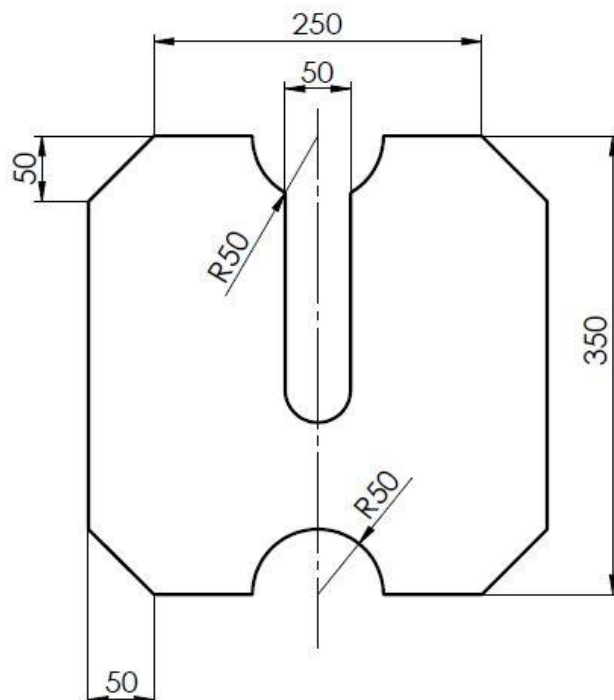


Figura A1.6 – Esquema de placa de abertura horizontal do piloto.

B4.3 Banco do piloto

B4.3.1 Tendo por referência o asfalto, o valor da cota mais baixa do banco do piloto não deverá ser menor do que a cota da superfície inferior do membro inferior da estrutura de impacto lateral.

ARTIGO 5: EQUIPAMENTO DO CONDUTOR (CINTOS E PROTECÇÕES)

B5.1 Arnês dos ombros

B5.1.1 O arnês dos ombros deverá ser montado atrás do condutor numa estrutura que cumpra a regra B3.3.1; no entanto, esta estrutura não poderá ser montada nos apoios do arco principal ou em qualquer estrutura que transmita diretamente esforços a estes apoios.

B5.4.2 Se o arnês for montado num tubo direito, as conexões entre este e a estrutura principal deverão ser reforçadas por triangulações de modo a prevenir a rotação do tubo onde será montado o arnês.

B5.4.3 Os pontos onde serão montados os cintos deverão estar espaçados entre 178 mm e 229 mm, conforme representado na Figura Al.7.

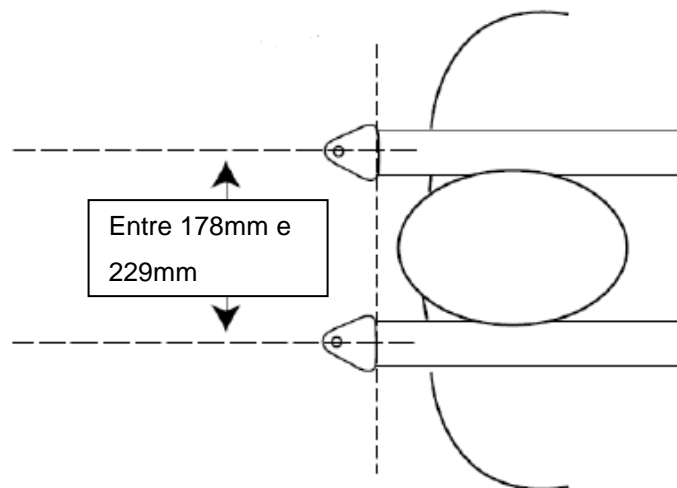


Figura Al.7 – Esquema de montagem de cintos - parte I (adaptado de SAE, 2012).

5.4.4 Considerando os ombros do piloto, os pontos de montagem dos cintos deverão estar entre 10° acima da horizontal e 20° abaixo da horizontal, tal como ilustrado na Figura Al.8.

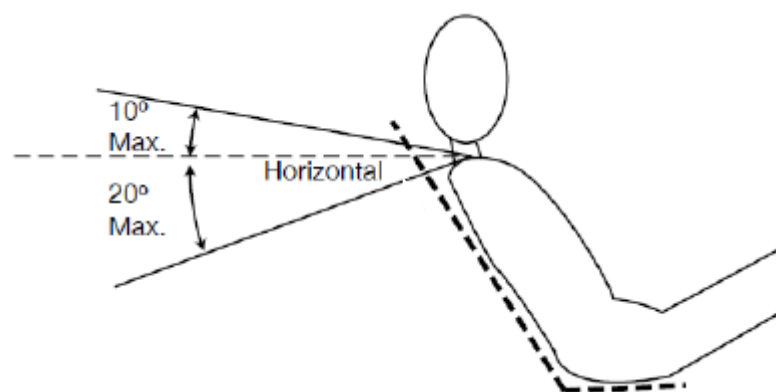


Figura Al.8 – Esquema de montagem de cintos – parte II (adaptado de SAE 2012).

B5.6 Constrangimento do capacete

B5.6.1 O constrangimento/apoio do capacete deverá impedir a translação do capacete na direção da traseira do veículo.

B5.6.2 O constrangimento deverá:

- Ser vertical ou quase vertical, quando visto de alçado lateral.
- Ser selado com um material absorvedor de energia, tal como o Ethafoam® ou o Ensolite®, e ter uma espessura mínima de 38 mm.
- Estar corretamente localizado, de modo a que:
 - O capacete do piloto, na posição normal de condução, não esteja a mais de 25 mm do constrangimento/apoio do capacete.
 - O ponto de contacto do capacete com o constrangimento não deverá estar a mais de 50 mm de qualquer aresta limítrofe do constrangimento do capacete.

B5.6.3 Este constrangimento deverá suportar um carregamento de 890 N, aplicado na direção horizontal, no sentido da traseira do veículo.

ARTIGO 6: SISTEMA DE TRAVAGEM

B6.1 Sistema de travagem – geral

O carro deverá estar equipado com um sistema de travagem, ativado por apenas um controlo, que atue nas quatro rodas.

B6.1.1 Este sistema deverá ter dois circuitos hidráulicos independentes, de modo a que, em caso de falha de algum componente do sistema, seja possível manter a travagem em pelo menos duas rodas. Cada circuito hidráulico deverá ter o seu próprio reservatório de fluido de travagem.

B6.1.2 Um sistema de travagem aplicado a um diferencial é aceitável.

B6.1.3 O sistema de travagem deve ser capaz de bloquear as 4 rodas num teste de travagem descrito abaixo (B6.2).

- B6.1.4 O sistema de travagem acionado por cabo é proibido.
- B6.1.5 Tubos de travão constituído por plástico não reforçado não são aceitáveis.
- B6.1.6 O sistema de travagem deverá ser protegido, de modo a prevenir a sua falha em caso de falha do sistema de transmissão ou em caso de colisões de menor dimensão.
- B6.1.7 Considerando a vista lateral do veículo, nenhuma parte do sistema de travagem pode estar posicionada a uma cota inferior ao ponto de menor cota da superfície do chassis.
- B6.1.8 O pedal do sistema de travagem deve ser desenhado de forma a suportar uma força de 2000 N sem ocorrer falha em qualquer ponto do componente.
- B6.1.9 O pedal deve ser fabricado a partir de uma liga de alumínio ou de um aço, ou ser maquinado a partir de uma liga de alumínio, de um aço ou de uma liga de titânio.

B6.2 Teste de travagem

O sistema de travagem deverá demonstrar capacidade para bloquear as 4 rodas e parar o veículo, depois de sujeito a uma aceleração, em linha reta, especificada pelo júri.

B6.3 Luz de travagem

- B6.3.1 O carro deverá estar equipado com uma luz vermelha, indicadora de travagem, de pelo menos 15 W ou equivalente, devendo ser claramente visível na traseira. Se for aplicada uma luz de tipo LED, esta deverá ser claramente visível num dia bastante brilhante.
- B6.3.2 Esta luz deverá ser montada entre as duas rodas traseiras, à altura dos ombros do piloto.

PARTE C – REGRAS ALTERNATIVAS DO CHASSIS

C1 Requisitos gerais

Estas regras têm como objetivo dar às equipas uma abordagem alternativa às regras de projeto existentes, providenciando uma maior liberdade de opções durante as etapas de conceção e de dimensionamento do veículo.

- C1.1 Com exceção dos pontos referidos na secção C7 - “regras não aplicáveis”, todas as regras apresentadas nas secções anteriores são aplicáveis nesta secção.

C2 Certificado de requisitos estruturais (SRCF)

Uma vez que não é indicado nenhum tipo de aço específico, as equipas terão que provar que o chassis cumpre os requisitos de projeto.

- C2.1 Quando as regras alternativas são utilizadas durante as etapas de conceção e dimensionamento, deverá ser emitido o certificado de requisitos estruturais (SRCF), que substitui a ficha de equivalência estrutural (SES).

C3 Definições

As seguintes definições aplicam-se em todo o documento, como complemento das definidas na secção B2.

- Falha – à tração, à compressão, à torção ou à encurvadura, i.e., todos os modos de falha deverão ser considerados.
- O referencial, definido na Figura AI.9, deve ser utilizado.
 - Direção longitudinal (eixo dos X's)
 - Direção transversal (eixo dos Y's)
 - Direção vertical (eixo dos Z's)

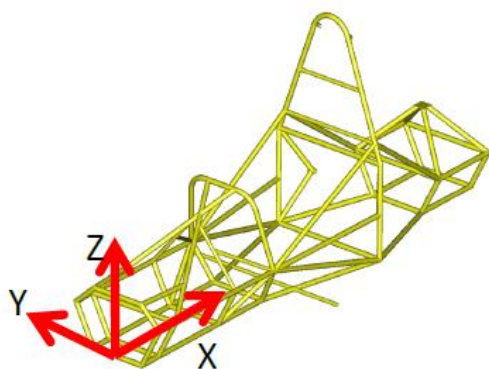


Figura A1.9- Definição do referencial e da orientação dos eixos de coordenadas (SAE, 2012).

C4 Requisitos estruturais

C4.1 Arco principal, apoios do arco principal e suporte dos apoios

C4.1.1 Carga aplicada: $F_x = 6,0 \text{ kN}$, $F_y = 5,0 \text{ kN}$, $F_z = -9,0 \text{ kN}$

C4.1.2 Ponto de aplicação da carga: topo do arco principal.

C4.1.3 Condições de fronteira: Deslocamento nulo, segundo as três direções do referencial definido, nos nós resultantes da ligação do arco principal e frontal à estrutura tubular da base.

C4.1.4 Deslocamento máximo admissível: 25 mm.

C4.1.5 Não deve ocorrer falha em nenhum elemento da estrutura.

C4.2 Arco frontal

C4.2.1 Carga aplicada: $F_x = 6,0 \text{ kN}$, $F_y = 5,0 \text{ kN}$, $F_z = -9,0 \text{ kN}$

C4.2.2 Ponto de aplicação da carga: Topo do arco central.

C4.2.3 Condições de fronteira: Deslocamento nulo, segundo as três direções do referencial definido, nos nós dos dois lados da base do arco principal e frontal.

C4.2.4 Deslocamento máximo admissível: 25 mm.

C4.2.5 Não deve ocorrer falha em nenhum elemento da estrutura.

C4.3 Impacto lateral

- C4.3.1 Carga aplicada: $F_x = 0 \text{ kN}$, $F_y = 7,0 \text{ kN}$, $F_z = 0 \text{ kN}$
- C4.3.2 Ponto de aplicação da carga: qualquer ponto entre o arco frontal e principal, na zona de impacto lateral definida em B2.1. Esta análise apenas deve conter a pior situação possível, as equipas deverão justificar o porquê de ser a pior situação.
- C4.3.3 Condições de fronteira: Deslocamento nulo, segundo as três direções do referencial definido, nos nós dos dois lados da base do arco principal e frontal.
- C4.3.4 Deslocamento máximo admissível: 25 mm.
- C4.3.5 Não deve ocorrer falha em nenhum elemento da estrutura.

C4.4 Antepara de colisão e suportes da antepara

- C4.4.1 Carga aplicada: $F_x = 150 \text{ kN}$, $F_y = 0 \text{ kN}$, $F_z = 0 \text{ kN}$
- C4.4.2 Ponto de aplicação da carga: os pontos de ligação entre a antepara e o atenuador de impacto.
- C4.4.3 Condições de fronteira: Deslocamento nulo, nos nós resultantes da ligação do arco principal e frontal à estrutura tubular da base e nos pontos de suporte dos cintos da zona dos ombros.
- C4.4.4 Deslocamento máximo admissível: 25 mm.
- C4.4.5 Não deve ocorrer falha em nenhum elemento da estrutura.

C4.5 Estrutura que suporta a força induzida pelos cintos

- C4.5.1 Carga aplicada: 13,2 kN segundo a direção de cada cinto.
- C4.5.2 Ponto de aplicação da carga: no ponto de ancoragem da ligação do cinto com o elemento tubular.
- C4.5.3 Condições de fronteira: Deslocamento nulo, segundo as três direções do referencial definido, nos nós dos dois lados da base do arco principal e frontal.

C4.5.4 Deslocamento máximo admissível: 25 mm

C4.5.5 Não deve ocorrer falha em nenhum elemento da estrutura.

C4.6 Ligações com os cintos da bacia e zona pélvica

C4.6.1 Carga aplicada: 13 kN para ligação com cintos da bacia e 4,5 kN para ligação da zona pélvica.

C4.6.2 Ponto de aplicação da carga: todas as ligações com os cintos em simultâneo.

C4.6.3 Condições de fronteira: Deslocamento nulo, segundo as três direções do referencial definido, nos nós dos dois lados da base do arco principal e frontal.

C4.6.4 Deslocamento máximo admissível: 25 mm

C4.6.5 Não deve ocorrer falha em nenhum elemento da estrutura.

C4.7 Estabilidade de antepara frontal e seus apoios.

C4.7.1 Carga aplicada: $F_x = 149 \text{ kN}$, $F_y = 17.25 \text{ kN}$, $F_z = 0 \text{ kN}$

C4.7.2 Condições de fronteira: Deslocamento nulo (nos nós resultantes da ligação do arco principal e frontal à estrutura tubular da base e nos pontos de suporte dos cintos da zona dos ombros).

C4.7.3 Deslocamento máximo: 25 mm.

C4.7.4 Não deve ocorrer falha em nenhum elemento da estrutura.

C6 Prevenção de intrusão

C6.1 Uma estrutura de impacto é definida por uma circunferência de 254 mm de diâmetro.

C6.2 A estrutura compreendida entre a antepara e o arco principal não deverá permitir a entrada da estrutura de impacto.

C6.3 Em qualquer ponto onde a estrutura de impacto de outro veículo possa penetrar, ela terá que entrar em contacto com pelo menos 3 pontos de contacto com o chassis.

C7 Regras não aplicáveis

As seguintes regras não são aplicáveis para chassis desenvolvidos pelas regras alternativas.

- C7.1 Na vista lateral do carro, o arco principal não deverá ter uma inclinação superior a 10° com a vertical.
- C7.2 Em vista lateral, o arco frontal de proteção poderá ter no máximo uma inclinação de 20° com a vertical.
- C7.3 Em vista lateral, os suportes do arco principal e o arco principal não deverão estar no mesmo lado da linha vertical que passa pelo topo do arco de proteção principal.
- C7.4 Os suportes do arco principal de proteção deverão estar ligados com o arco principal de proteção o mais próximo possível do topo do arco principal de proteção.
- C7.5 As ligações dos suportes do arco principal de proteção devem ser capazes de transmitir carregamentos através do arco principal sem que ocorra falha. Na base dos suportes do arco principal deve existir uma estrutura com treliças até ao fundo e topo da estrutura de impacto lateral.
- C7.6 Os suportes do arco de proteção frontal devem estar o mais próximo do topo do arco frontal de proteção, mas a mais que 50.8 mm da superfície superior do arco frontal.
- C7.7 Se o arco frontal estiver inclinado para a traseira mais que 10° este deve ter suportes adicionais construídos conforme B3.3.1.
- C7.8 O suporte de antepara frontal deverá estar seguramente integrado com a estrutura tubular.
- C7.9 A antepara frontal deve ser suportada pelo arco frontal por pelo menos três elementos estruturais em cada lado do veículo, com um no topo, um na base e um com uma triangulação na diagonal.

C7.10 A triangulação deve ser nó para nó, com triângulos a serem formados pela antepara frontal, a diagonal e um dos suportes do arco frontal de proteção.

AI.2 Materiais

De acordo com as normas dos Estados Unidos da América existem dezenas de classificações para aço, as quais podem ser identificadas pelos dois primeiros números 10xx, 11xx, 12xx, 15xx, 40xx, 41xx, 43xx, etc.

Em seguida apresentam-se algumas propriedades de alguns dos aços mais utilizados no projeto de chassis (Smith, 1984):

- **SAE 1010-1015 laminado a quente** – Trata-se do aço mais comum de baixa liga. Geralmente encontra-se disponível em chapa laminada, a quente ou a frio, ou em tubos de pequena espessura. Apresenta excelente soldabilidade, não é tratável termicamente (Smith, 1984) e tem as propriedades mecânicas indicadas:
 - Tensão de cedência: 180-190 MPa
 - Tensão de rotura: 325-345 MPa
 - Ductilidade: 28%
 - Composição química: carbono 0,08% - 0,18%; manganês 0,3% - 0,6%;
Fósforo \leq 0,04%; enxofre 0,05%
- **SAE 1018-1020 laminado a quente** – Aço de baixa liga, disponível em barras laminadas, a quente ou a frio, e em tubos com espessura superior a 1.6 mm; apresenta boa soldabilidade (Smith, 1984).
 - Tensão de cedência: 205-220 MPa
 - Tensão de rotura: 380-400 MPa
 - Ductilidade: 25%
 - Composição química: carbono 0,14% - 0,23%; manganês 0,3% - 0,6%;
Fósforo \leq 0,04%; enxofre 0,05%
- **SAE 4130 normalizado** – Aço liga de molibdénio e crómio. Possui boa ductilidade, é tratável termicamente, apresenta excelente soldabilidade, é bastante resistente do ponto de vista mecânico, e está disponível no mercado sob a forma de tubos e com várias espessuras de parede, (Smith, 1984).
 - Tensão de cedência: 435 MPa
 - Tensão de rotura: 670 MPa

- Ductilidade: 25,5%
- Composição química: carbono 0,28% - 0,33%; crômio 0,8% - 1,1%;
Manganês 0,4% - 0,6%; molibdênio 0,15% - 0,25%;
Fósforo $\leq 0,035\%$; enxofre $\leq 0,04$; silício 0,15%-0,30%
-
- **SAE 4140** – Mais resistente que o aço SAE 4130 e, conseqüentemente, apresenta menor ductilidade e pior resposta à soldadura e ao tratamento térmico (Smith, 1984).
 - Tensão de cedência: 655 MPa
 - Tensão de rotura: 1020 MPa
 - Ductilidade: 17,7%
 - Composição química: carbono 0,38% - 0,43%; crômio 0,8% - 1,1%;
Manganês 0,75% - 1,0%; molibdênio 0,15% - 0,25%;
Fósforo $\leq 0,035\%$; enxofre $\leq 0,04$; silício 0,15%-0,30%
- **SAE 4340** – Uma liga de níquel, crômio e molibdênio, usado em eixos de transmissão, semieixos, etc... Caracteriza-se por ter uma elevada tensão de cedência, elevada resistência à fadiga, possibilidade de ser soldado (exigindo pré e pós-aquecimento) (Smith, 1984).
 - Tensão de cedência: 862 MPa
 - Tensão de rotura: 1282 MPa
 - Ductilidade: 12,2%
 - Composição química: carbono 0,37% - 0,43%; crômio 0,7% - 0,9%;
Manganês 0,75% - 1,0%; molibdênio 0,15% - 0,25%;
Fósforo $\leq 0,035\%$; enxofre $\leq 0,04$; silício 0,15%- 0,30%;
Níquel 1,65% - 2,0%

AI.3 Construção do chassis

Neste subcapítulo serão abordadas as técnicas de ligação (processos de fabrico) e preparação dos tubos que permitem a construção do chassis através de arranjos estruturais eficazes de tubos.

AI.3.1 Soldadura

Para a construção do chassis do veículo, a ligação entre elementos estruturais tubulares irá ser efetuada através de pelo menos um processo de soldadura. Foram considerados três dos principais processos de soldadura, nomeadamente: soldadura por eletrodo revestido (SER), *Tungsten Inert Gas* (TIG) e MIG/MAG, que serão apresentados de seguida. Estes processos utilizam o arco elétrico para fundir o material base e o material de adição, de modo a ligar as peças. Introduce-se o conceito de zona termicamente afetada (ZTA), a qual se trata da zona de material base que, devido ao calor fornecido durante o processo de soldadura, sofreu alterações metalúrgicas e microestruturais que se repercutem nas suas propriedades mecânicas. A mudança de propriedades depende do material base, do material de adição e da quantidade de calor utilizado no processo. Devido às mudanças de propriedades do material base, esta zona pode tornar-se numa zona frágil, com propriedades mecânicas diferentes e piores do que as do material base. Em seguida apresenta-se a descrição do processo de soldadura por eletrodo revestido (Finch,1997).

AI.3.1.1 SER

A soldadura por eletrodo revestido trata-se de um processo onde o material de adição e o material base são fundidos a partir de um arco elétrico. Este é gerado entre a ponta de um eletrodo e o material base, através da fusão dos eletrodos. Gotas de material de adição são transferidas para o material base formando o cordão de soldadura. Existe ainda um revestimento, de tipo básico ou rutilico, do eletrodo, que permite melhorar a formação do arco elétrico e dar origem a gases de proteção na soldadura com objetivo de evitar a contaminação atmosférica (oxidação) da soldadura. Um exemplo do processo está ilustrado na Figura AI.10. Este processo exige uma entrega térmica que, no caso da construção do chassis aqui proposto, pode originar a distorção da estrutura e introduzir tensões residuais, pelo que um tratamento térmico de alívio de tensões poderá ser necessário para que os requisitos dimensionais e as propriedades mecânicas requeridas pelo projeto sejam cumpridas.

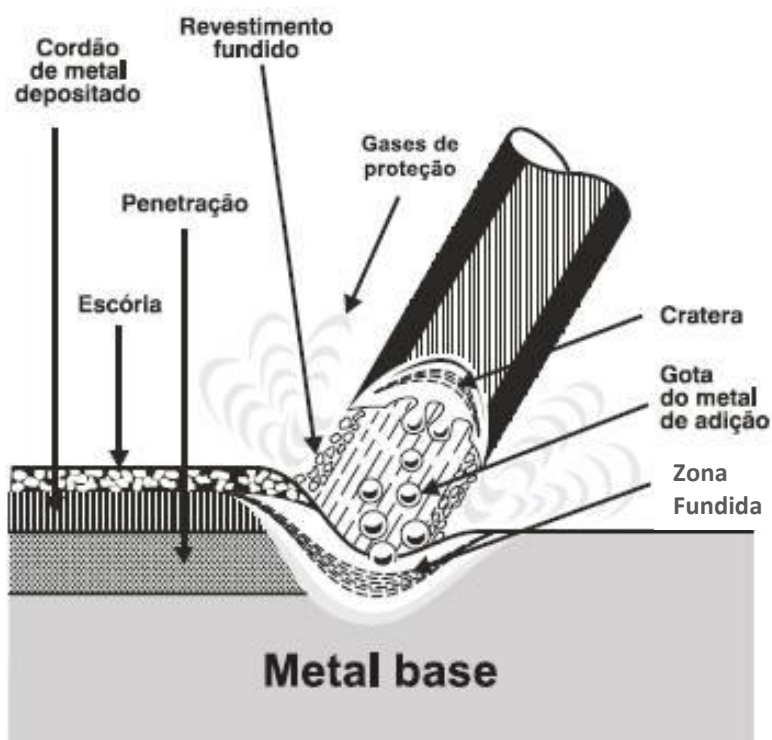


Figura AI.10 – Ilustração do processo de soldadura por eletrodo revestido (fonte: oxigenio).

AI.3.1.2 TIG

O processo TIG utiliza um eletrodo de tungstênio não consumível. A soldadura realizada por este processo é protegida por uma camada de gás inerte. Este tipo de soldadura é realizada a uma temperatura bastante alta, numa área mais confinada o que lhe confere uma menor entrega térmica que os restantes processos. É bastante precisa, permitindo ligar peças com espessura de parede inferior a 1 mm. De entre os processos manuais de soldadura este é o mais controlável, sendo possível utilizar um pedal para controlar a corrente utilizada e é possível realizar soldaduras sem material de adição, diminuindo assim o fluxo de calor transmitido ao material base. Trata-se de um processo que requer soldadores bastante qualificados e com produtividade baixa comparando-o com os restantes processos. No entanto, este é um processo que produz muito bons resultados – menor distorção e tensões residuais de valor mais baixo – devido à baixa entrega térmica que ele exige. Simultaneamente, também a ZTA é minimizada. Nas figuras seguintes está esquematizado uma máquina de soldar TIG (Figura AI.11) assim como o processo de transferência de material (Figura AI.12).

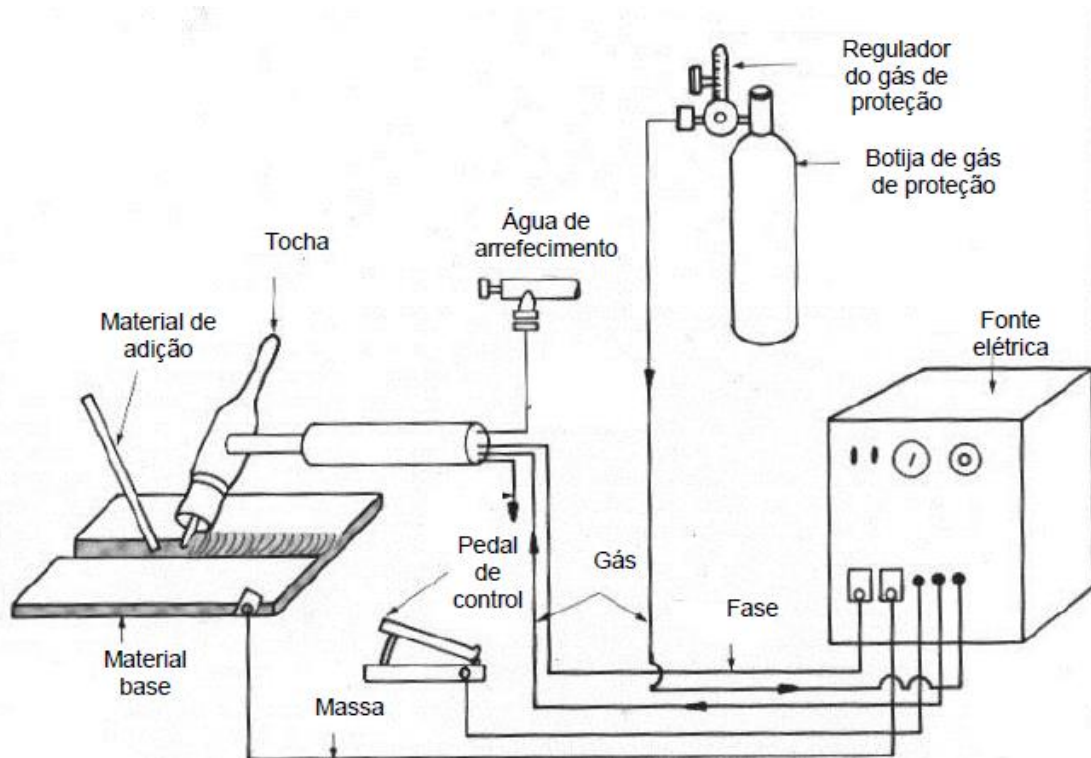


Figura AI.11 – Esquema de máquina de soldar com processo TIG (adaptado de everlastgenerators).

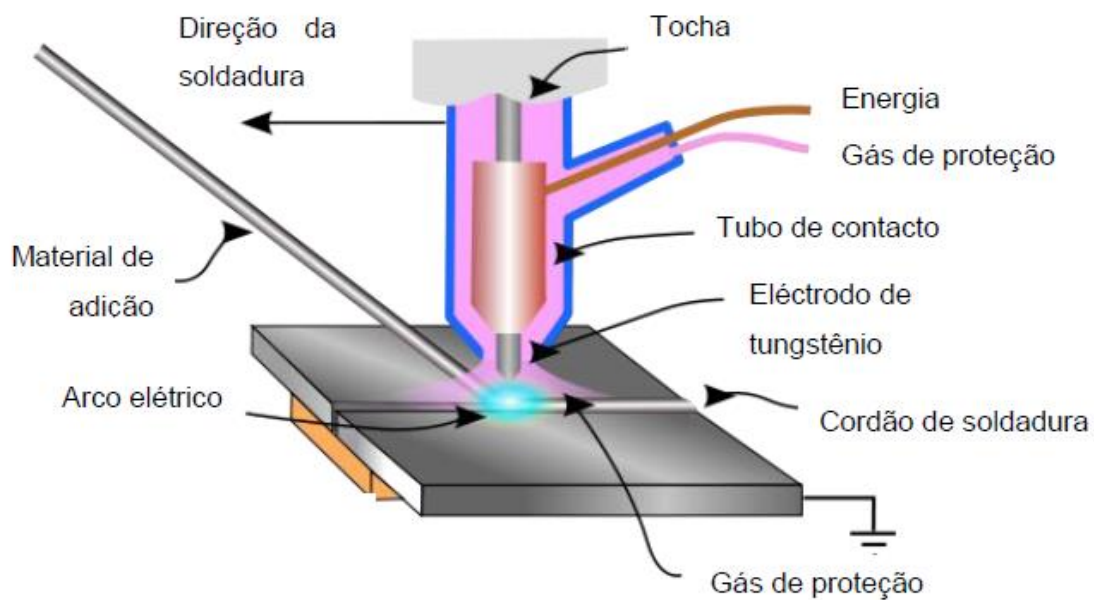


Figura AI.12 – Processo de transferência de material (adaptado de fonte: weldingsupplies247).

AI.3.1.3 GMAW (MIG/MAG)

Trata-se de um processo que envolve mais entrega térmica que o anterior (TIG), mas que possui uma excelente velocidade de soldadura, tornando-se no processo de soldadura mais produtivo. Nas mãos de um soldador experiente e com os parâmetros de soldadura bem ajustados, é possível produzir soldaduras de grande qualidade. Mesmo tratando-se de um processo contínuo, um dos problemas deste tipo de processo de soldadura é o facto de, ao iniciar a soldadura, o eléctrodo, que neste caso é o material de adição, se encontrar a baixa temperatura, podendo não produzir a penetração necessária. Outra desvantagem deste processo é o facto de ele ser pouco tolerante a algum espaçamento que possa existir entre as peças a serem soldadas, uma vez que o fio que serve de material de adição para este processo tem um diâmetro reduzido; caso o espaçamento entre as peças seja demasiado grande, o diâmetro do fio poderá não ser adequado para produzir a soldadura desejável. A Figura AI.13 ilustra os constituintes de uma máquina de soldar MIG e a Figura AI.14 ilustra o processo de soldadura mais em detalhe.

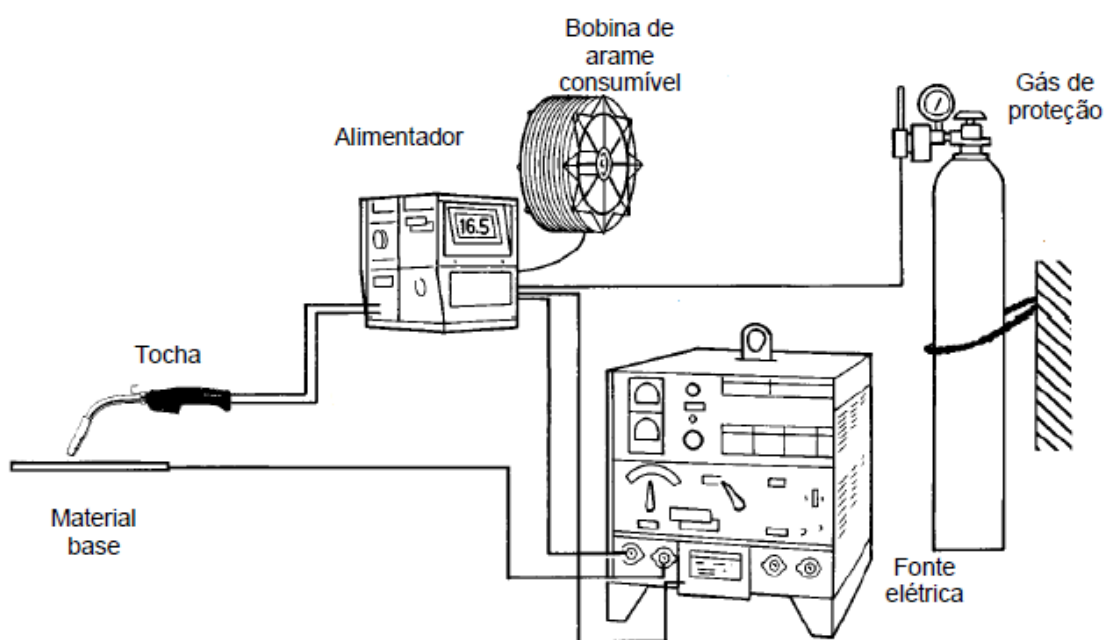


Figura AI.13 - Esquema de máquina de soldar GMAW (fonte: migweldhowto).

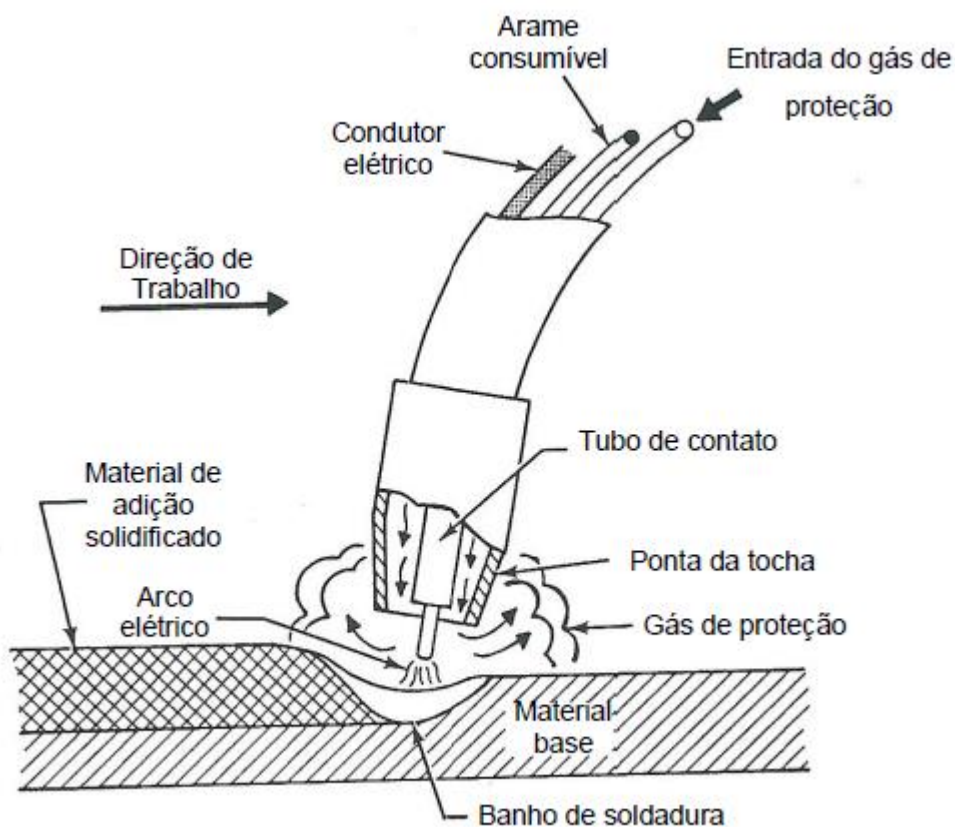


Figura Al.14 – Processo de soldadura GMAW (MIG/MAG) (fonte: migweldhowto).

Al.3.2 Corte e ajuste (preparação das extremidades dos tubos)

De modo a produzir soldaduras de qualidade elevada, o soldador deverá ter atenção ao ajustamento/posicionamento entre as peças a unir (linha de intersecção dos tubos), sendo necessária uma boa preparação das extremidades dos tubos (Figura Al.15 e Al.16), a qual facilita o processo de soldadura e aumenta a sua qualidade. Este facto torna-se fundamental para produzir soldaduras com pequena quantidade de material de adição, baixa entrega térmica do material base e uma zona termicamente afetada de pequena dimensão (Finch 1997).



Figura Al.15 - Preparação de tubos de 7/8X0.032-inch (Finch 1997).



Figura Al.16 - Exemplo de um bom ajustamento realizado com um aço AISI 4130, que permite a soldadura por GMAW ou TIG (Finch1997).

O corte e o ajustamento dos tubos são os processos que mais consomem tempo neste tipo de projetos. Várias técnicas poderão ser utilizadas para preparar os tubos para a soldadura, nomeadamente o corte manual (Figura Al.18), através de uma lima redonda de diâmetro igual ao tubo a que se pretende ajustar, o corte através de uma serra-copo montada num engenho de furar (Figura Al.19) ou ainda utilizar o corte por plasma através de um torno CNC (Figura Al.17).

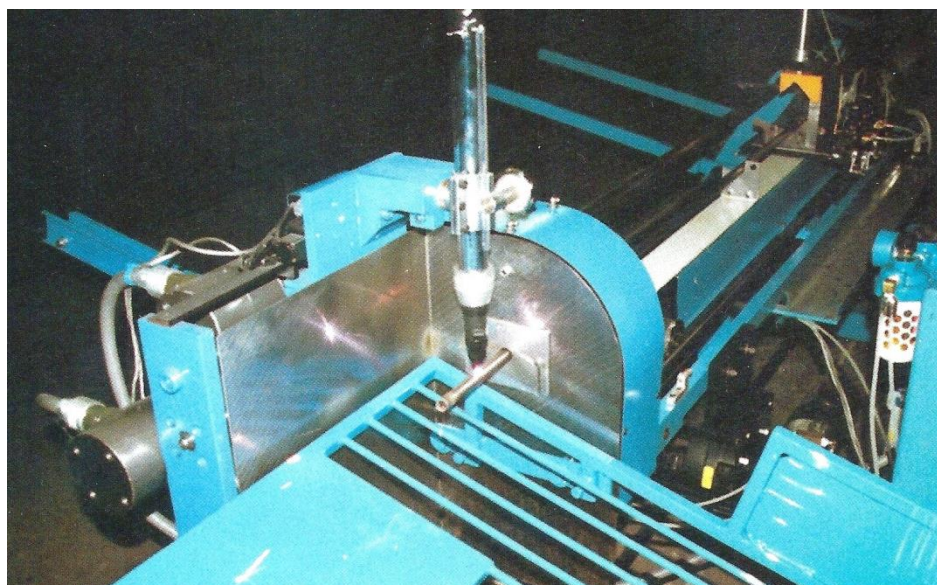


Figura Al.17 - Torno CNC com corte por plasma (Finch, 1997).

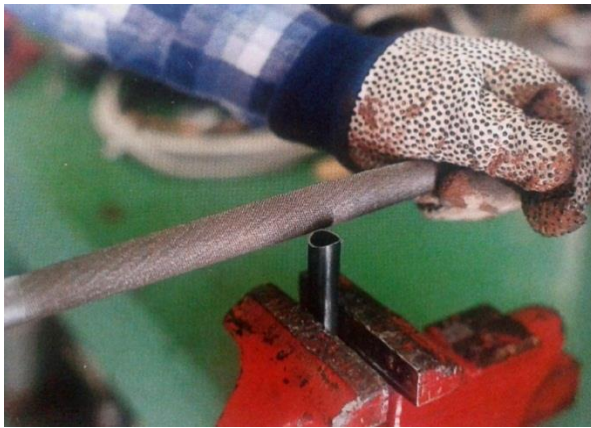


Figura Al.18 - Exemplo de ajuste manual através de lima redonda (Finch, 1997).

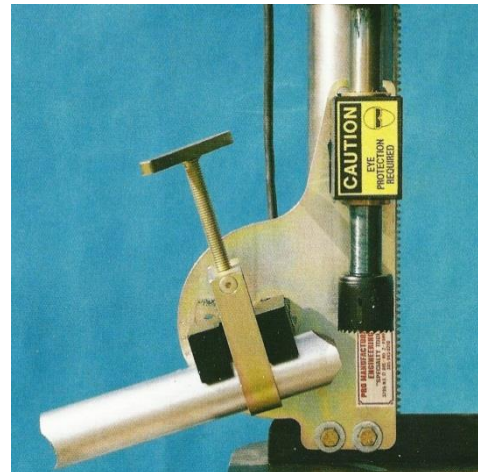


Figura Al.19- Corte de tubos através de serra copo (Finch, 1997).

Al.3.3 *Gabarit*

Segundo (Finch 1997), na fabricação de um chassis através de elementos tubulares soldados, o soldador terá a necessidade de posicionar os elementos na sua posição final, a fim de fazer a verificação dimensional do conjunto. Assim, surge a necessidade da construção de um gabarito (Figura Al.20).



Figura Al.20 - Gabarito para construção de chassis de fórmula 1000 (fonte: ludemannengineering).

Um gabarito trata-se de uma estrutura que facilita o posicionamento correto e preciso de elementos a serem soldados, o que permite a verificação da realização da soldadura de acordo com as dimensões do projeto.

Existem vários tipos de gabaritos, dependendo da complexidade e do número de estruturas a fabricar. Estes podem ser estruturas metálicas, pesadas, e de elevado custo, quando se pretende fabricar estruturas em série, ou podem ser estruturas leves, tipicamente construídas em madeira (Figura Al.21), e de menor custo, quando se pretende a construção de uma estrutura única.



Figura Al.21 - Exemplo de gabarito construído em madeira (Finch, 1997).

A.I.4 Cálculos associados ao dimensionamento do chassis.

As seguintes tabelas A.I.1 e A.I.2 apresentam os valores, de rotação dos nós, segundo a coordenada longitudinal, representados nos Gráficos 2.1 e 2.2 presentes no capítulo 2.9.

Tabela A.I.1 – Ângulo de rotação segundo a direção longitudinal o para o chassis segundo as regras gerais.

Posição x (mm)	Rotação segundo x (rad)
0	1,58E-02
422	1,46E-02
836	9,69E-03
1436	1,84E-03
1712	-6,77E-04
2079	0,00E+00
2359	0,00E+00

Tabela A.I.2 – Ângulo de rotação segundo a direção longitudinal o para o chassis segundo as regras alternativas.

Posição x (mm)	Rotação segundo x (rad)
0	4,20E-03
422	3,70E-03
836	3,67E-03
1436	1,03E-03
1712	7,09E-04
2079	0,00E+00
2359	0,00E+00

A.I.5 Cálculos associados ao sistema de travagem.

A força dinâmica atuante em cada eixo pode ser determinada a partir das equações 3.7 e 3.8, sendo a sua representação gráfica dada pelo gráfico 3.1, na tabela A.I.3 temos o resultado para alguns valores de desaceleração imprimidos ao veículo.

Tabela A.I.3 – Força dinâmica atuante nos eixos do veículo.

Desaceleração (g's)	Força dinâmica no eixo dianteiro (N)	Força dinâmica no eixo traseiro (N)
0,0	1234,8	1708,2
0,1	1276,2	1666,8
0,2	1317,6	1625,4
0,3	1358,9	1584,1
0,4	1400,3	1542,7
0,5	1441,6	1501,4
0,6	1483,0	1460,0
0,7	1524,3	1418,7
0,8	1565,7	1377,3
0,9	1607,0	1336,0
1,0	1648,4	1294,6
1,1	1689,7	1253,3
1,2	1731,1	1211,9
1,3	1772,5	1170,5
1,4	1813,8	1129,2
1,5	1855,2	1087,8
1,6	1896,5	1046,5
1,7	1937,9	1005,1
1,8	1979,2	963,8
1,9	2020,6	922,4
2,0	2061,9	881,1

A força de travagem ótima que pode ser obtida em cada eixo pode ser calculada a partir das equações 3.12 e 3.13, estando representadas nos gráficos 3.2 e 3.3, a tabela A.I.4 apresenta valores de força de travagem em função da desaceleração do veículo.

Na tabela A.I.4 encontram-se marcados a sombreado os valores utilizados nas equações 3.14 e 3.15 para o cálculo da razão de travagem.

Tabela A.I.4 – Força de travagem ótima.

Desaceleração (g's)	Força de travagem traseira ótima (g's)	Força de travagem frontal ótima (g's)	Força de travagem traseira ótima (N)	Força de travagem frontal ótima (N)
-3	-3,0	0,0	-8846	0
-2,9	-2,9	0,0	-8432	-103
-2,8	-2,7	-0,1	-8025	-215
-2,7	-2,6	-0,1	-7627	-319
-2,6	-2,5	-0,1	-7237	-415
-2,5	-2,3	-0,2	-6855	-502
-2,4	-2,2	-0,2	-6482	-582
-2,3	-2,1	-0,2	-6116	-653
-2,2	-2,0	-0,2	-5759	-715
-2,1	-1,8	-0,3	-5411	-769
-2	-1,7	-0,3	-5070	-816
-1,9	-1,6	-0,3	-4738	-853
-1,8	-1,5	-0,3	-4415	-883
-1,7	-1,4	-0,3	-4099	-904
-1,6	-1,3	-0,3	-3792	-917
-1,5	-1,2	-0,3	-3493	-922
-1,4	-1,1	-0,3	-3202	-918
-1,3	-1,0	-0,3	-2919	-906
-1,2	-0,9	-0,3	-2645	-886
-1,1	-0,8	-0,3	-2379	-858
-1	-0,7	-0,3	-2122	-821
-0,9	-0,6	-0,3	-1872	-776
-0,8	-0,6	-0,2	-1631	-723
-0,7	-0,5	-0,2	-1398	-662
-0,6	-0,4	-0,2	-1174	-592
-0,5	-0,3	-0,2	-957	-514
-0,4	-0,3	-0,1	-749	-428
-0,3	-0,2	-0,1	-550	-333
-0,2	-0,1	-0,1	-358	-230
-0,1	-0,1	0,0	-175	-119
0	0,0	0,0	0	0
0,1	0,1	0,0	167	128
0,2	0,1	0,1	325	264
0,3	0,2	0,1	475	408
0,4	0,2	0,2	617	560
0,5	0,3	0,2	751	721
0,6	0,3	0,3	876	890
0,7	0,3	0,4	993	1067

0,8	0,4	0,4	1102	1253
0,9	0,4	0,5	1202	1446
1	0,4	0,6	1295	1648
1,1	0,5	0,6	1379	1859
1,2	0,5	0,7	1454	2077
1,3	0,5	0,8	1522	2304
1,4	0,5	0,9	1581	2539
1,5	0,6	0,9	1632	2783
1,6	0,6	1,0	1674	3034
1,7	0,6	1,1	1709	3294
1,8	0,6	1,2	1735	3563
1,9	0,6	1,3	1753	3839
2	0,6	1,4	1762	4124
2,1	0,6	1,5	1763	4417
2,2	0,6	1,6	1756	4718
2,3	0,6	1,7	1741	5028
2,4	0,6	1,8	1718	5346
2,5	0,6	1,9	1686	5672
2,6	0,6	2,0	1646	6006
2,7	0,5	2,2	1597	6349
2,8	0,5	2,3	1541	6700
2,9	0,5	2,4	1476	7059
3	0,5	2,5	1403	7426
3,1	0,4	2,7	1321	7802
3,2	0,4	2,8	1231	8186
3,3	0,4	2,9	1133	8578
3,4	0,3	3,1	1027	8979
3,5	0,3	3,2	913	9388
3,6	0,3	3,3	790	9805
3,7	0,2	3,5	659	10230
3,8	0,2	3,6	519	10664
3,9	0,1	3,8	372	11106
4	0,1	3,9	216	11556
4,1	0,0	4,1	0	12015

O aumento de temperatura ocorrido nos discos de travão é descrito pelas equações 3.26 e 3.27, antes e depois de cada travagem, assim como através dos gráficos 3.6 e 3.7.

A tabela A.I.5 apresenta os valores de temperatura média para os discos de travão perante as 12 primeiras solicitações.

Tabela A.I.5 – Temperatura média dos discos de travão perante as 12 primeiras solicitações.

		Tempo (s)	Aumento de temperatura do disco traseiro (K)	Aumento de temperatura do disco frontal (K)
1	Antes	0,0	0,0	0,0
	Depois	1,6	124,5	116,1
2	Antes	21,6	93,9	83,8
	Depois	23,2	218,4	199,9
3	Antes	43,2	164,7	144,3
	Depois	44,8	289,2	260,4
4	Antes	64,8	218,0	188,0
	Depois	66,4	342,6	304,1
5	Antes	86,4	258,3	219,6
	Depois	88,0	382,8	335,7
6	Antes	108,0	288,6	242,3
	Depois	109,6	413,2	358,5
7	Antes	129,6	311,5	258,8
	Depois	131,1	436,0	374,9
8	Antes	151,1	328,8	270,7
	Depois	152,7	453,3	386,8
9	Antes	172,7	341,8	279,2
	Depois	174,3	466,3	395,3
10	Antes	194,3	351,6	285,4
	Depois	195,9	476,1	401,5
11	Antes	215,9	359,0	289,9
	Depois	217,5	483,5	406,0
12	Antes	237,5	364,6	293,1
	Depois	239,1	489,1	409,2

Na tabela A.I.6 , A.I.7 e A.I.8 é apresentado o processo iterativo de dimensionamento do sistema de travagem, descrito pelo fluxograma apresentado anteriormente (capítulo 3.6 figura 3.19).

Tabela A.I.6 – Processo iterativo de dimensionamento do sistema de travem, 1ª e 2ª iteração.

	1ª iteração		2ª iteração	
	Frontal	Traseiro	Frontal	Traseiro
Espessura do disco (m)	0,007		0,007	
Diâmetro ext.disco	0,248	0,248	0,248	0,248
Largura da pastilha (m)	0,051	0,051	0,051	0,051
Diâmetro int.disco (m)	0,146	0,146	0,146	0,146
Raio efetivo (m)	0,101	0,101	0,101	0,101
Fator de travagem	0,159	0,159	0,159	0,159
Volume do disco (m³)	2,21E-04	2,21E-04	2,11E-04	2,11E-04
Área superficial (m²)	6,85E-02	6,85E-02	7,22E-02	7,22E-02
Temperatura max. travagem única (°C)	506,3	526,7	515,0	536,3
Temperatura max. travagem múltipla (°C)	727,9	814,8	703,0	837,4
Diâmetro cilindro da maxila (m)	-	-	-	-
Diâmetro do cilindro mestre (m)	-	-	-	-
Ganho hidráulico	-	-	-	-
Ganho mecânico	-		-	
	-	-	-	-
Parâmetro de ajuste da barra de balanço frontal	-	-	-	-
Força atuada no pedal (N)	-	-	-	-

Tabela A.I.7 – Processo iterativo de dimensionamento do sistema de travem, 3ª e 4ª iteração.

	3ª iteração		4ª iteração	
	Frontal	Traseiro	Frontal	Traseiro
Espessura do disco (m)	0,00475		0,00475	
Diâmetro ext.disco	0,248	0,248	0,24	0,254
largura da pastilha (m)	0,049	0,049	0,049	0,049
Diâmetro int.disco (m)	0,150	0,150	0,142	0,156
Raio efetivo (m)	0,102	0,102	0,098	0,105
Fator de travagem	0,160	0,160	0,154	0,165
Volume do disco (m3)	1,39E-04	1,39E-04	1,33E-04	1,43E-04
Área superficial (m2)	6,63E-02	6,63E-02	6,38E-02	6,83E-02
Temperatura max. travagem única (°C)	621,1	653,7	634,7	643,3
Temperatura max. travagem múltipla (°C)	717,7	832,1	722,2	802,1
Diâmetro cilindro da maxila (m)	-	-	0,035	0,035
Diâmetro do cilindro mestre (m)	-	-	0,019	0,019
Ganho hidráulico	-	-	13,580	6,790
Ganho mecânico	-		5	
	-	-	u=0,6	u=1,6
Parâmetro de ajuste da barra de balanço frontal	-	-	0,352	0,492
Força atuada no pedal (N)	-	-	241,962	590,035

Nas 3 primeiras iterações a necessidade de uma nova iteração ficou a dever-se ao facto do aumento de temperatura da superfície de atrito ser menor para uma situação de travagem única, o que sugeria que uma otimização do sistema poderia ser alcançada reduzindo a massa dos discos e aumentando a área superficial, aproximando assim o comportamento da temperatura para as duas situações de travagem propostas.

Tabela A.I.8 – Processo iterativo de dimensionamento do sistema de travem, 5ª iteração e solução final.

	5ª iteração		Solução final	
	Frontal	Traseiro	Frontal	Traseiro
Espessura do disco (m)	0,00475		0,00475	
Diâmetro ext.disco	0,24	0,254	0,24	0,254
largura da pastilha (m)	0,049	0,049	0,049	0,049
Diâmetro int.disco (m)	0,142	0,156	0,142	0,156
Raio efetivo (m)	0,098	0,105	0,098	0,105
Fator de travagem	0,154	0,165	0,154	0,165
Volume do disco (m3)	1,33E-04	1,43E-04	1,33E-04	1,43E-04
Área superficial (m2)	6,38E-02	6,83E-02	6,38E-02	6,83E-02
Temperatura max. travagem única (°C)	634,7	643,3	634,7	643,3
Temperatura max. travagem múltipla (°C)	722,2	802,1	722,2	802,1
Diâmetro cilindro da maxila (m)	0,045	0,045	0,045	0,045
Diâmetro do cilindro mestre (m)	0,019	0,018	0,018	0,016
Ganho hidráulico	13,580	12,528	25,056	15,715
Ganho mecânico	6		6	
	u=0,6	u=1,6	u=0,6	u=1,6
Parâmetro de ajuste da barra de balanço frontal	0,384	0,527	0,405	0,548
Força atuada no pedal (N)	114,973	285,892	95,048	239,287

Outras iterações foram realizadas, sendo apenas apresentadas as mais exemplificativas da variação do comportamento do sistema com a alteração das suas propriedades.

ANEXO II Desenhos técnicos

Este anexo contém todos os desenhos técnicos que servem de suporte a esta dissertação, obtidos através do programa de CAD *Solidworks*.

Tabela A.II – Desenhos técnicos.

Anexo	Desenhos	Pagina
A.II	Pedal de travão	133
A.III	Apoio do pedal de travão	135
A.IV	Corpo de cavilhão (eixo dianteiro)	137
A.V	Apoio do diferencial (direito)	139
A.VI	Apoio do diferencial (esquerdo)	141
A.VII	Disco de travão (eixo dianteiro)	143
A.VIII	Disco de travão (eixo traseiro)	145
A.IX	Chassis geral	147
A.X	Chassis alternativo	149
A.XI	Dimensões gerais do chassis	151
A.XII	Arco principal	153
A.XIII	Arco Frontal	155
A.XIV	Estrutura de apoio de motor	157